



TUGAS AKHIR - TM141585

ANALISIS TERMODINAMIKA PENGARUH TEKANAN DAN TEMPERATUR PADA REHEATER TERHADAP PLTU *SUPERCRITICAL* DENGAN PEMODELAN *GATE CYCLE*

Mohammad Mirza Aminudin
NRP. 2113105014

Dosen Pembimbing,
Ary Bachtiar K P, S.T., MT., Ph.D

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



TUGAS AKHIR - TM141585

**ANALISIS TERMODINAMIKA PENGARUH
TEKANAN DAN TEMPERATUR PADA
REHEATER TERHADAP PLTU *SUPERCRITICAL*
DENGAN PEMODELAN *GATE CYCLE***

**MOH MIRZA AMINUDIN
NRP. 2113105014**

**Dosen Pembimbing
Ary Bachtiar K P, S.T, M.T, Ph.D**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM141585

**THERMODYNAMICS ANALYSIS EFFECT
OF PRESSURE AND TEMPERATURE ON
REHAETER OF THE PERFORMANCE
SUPERCRITICAL POWER PLANT WITH
GATECYCLE MODELING**

MOH MIRZA AMINUDIN
NRP. 2113105014

Academic Supervisor
Ary Bachtiar K P, S.T, M.T, Ph.D

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**ANALISIS TERMODINAMIKA PENGARUH
TEKANAN DAN TEMPERATUR PADA REHEATER
TERHADAP PERFORMA PLTU SUPERCRITICAL
DENGAN PEMODELAN *GATECYCLE***

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Mohammad Mirza Aminudin
NRP. 2113 105 014

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Ary Bachtiar K.P.,ST .MT,Ph.D. (Pembimbing)
(NIP. 197105241997021001)
2. Prof.Dr.Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng (Penguji I)
(NIP. 195310191979031002)
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST,MT (Penguji II)
(NIP. 197301161997021001)
4. Ir. Kadarisman (Penguji III)
(NIP. 194901091974121001)

**SURABAYA
JANUARI, 2016**

ANALISIS TERMODINAMIKA PENGARUH TEKANAN DAN TEMPERATUR PADA REHEATER TERHADAP PERFORMA PLTU SUPERCRITICAL DENGAN PEMODELAN GATE CYCLE

Nama Mahasiswa : MOH MIRZA AMINUDIN
NRP : 2113 105014
Jurusan : Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar K P, ST, MT, Ph.D.

Abstrak

Kebutuhan energi listrik semakin mengalami peningkatan seiring dengan perkembangan di bidang teknologi, industri serta informasi pada masyarakat. Pembangkit listrik tenaga uap merupakan jenis pembangkit listrik yang sering digunakan untuk memenuhi kebutuhan energi listrik di Indonesia. Indonesia Power UBP Suralaya merupakan salah satu pembangkit listrik tenaga uap dengan kapasitas pembangkitan sekitar 410 MW pada keadaan *sub-critical* dengan bahan bakar batu bara. Kinerja Pembangkit listrik tenaga uap telah banyak mengalami evaluasi. Salah satu caranya adalah mendesain pembangkit tenaga uap menjadi kondisi *supercritical* dari kondisi *sub-critical*.

Penelitian dilakukan dengan cara membuat pemodelan *power plant* pada kondisi operasi normal menggunakan *software gate cycle*. Pemodelan *power plant* dilakukan supaya kita dapat mengetahui *efficiency thermal* dan daya *supercritical* serta memvariasikan tekanan pada *boiler* dan tekanan *reheater* untuk mendapatkan nilai optimum. Sedangkan perhitungan manual menggunakan analisis termodinamika. Adapun perhitungan yang akan dilakukan adalah mencari kalor yang masuk pada komponen *boiler* dan *reheat* ($\sum Q_{inlet}$), kerja yang dihasilkan oleh masing-masing turbin ($\sum W_t$), kerja yang dibutuhkan pompa untuk

mengalirkan fluida (ΣW_p), serta *efficiency thermal* sistem *power plant* (η_{th}).

Hasil pemodelan *gate cycle*, PLTU kondisi *sub-critical* yaitu pada tekanan *boiler* 170 Bar dengan temperatur *outlet boiler* 538°C dan tekanan *reheater* 39,7 Bar didapatkan daya sistem pembangkit sebesar 410 MW, efisiensi sebesar 40 % dan *heat rate* sebesar 9018,27 kJ/kW-h. Setelah diubah menjadi kondisi *supercritical* dengan mengubah tekanan 250 Bar dan temperatur 560°C pada boiler dengan memvariasikan tekanan pada reheater yaitu 40 bar, 50 bar, 60 bar. Daya optimum terdapat pada PLTU kondisi *supercritical* dengan variasi tekanan *reheater* 40 Bar yaitu sebesar 423,086 MW. Efisiensi optimum terdapat pada PLTU kondisi *supercritical* dengan variasi tekanan *reheater* 60 Bar yaitu sebesar 42,74%. *Heat rate* terkecil terdapat pada PLTU kondisi *supercritical* dengan variasi tekanan *reheater* 60 Bar yaitu sebesar 8389,31 kJ/kW-h. Sehingga dengan mengubah PLTU dari kondisi *subcritical* menjadi *supercritical* akan meningkatkan efisiensi dan daya serta menurunkan *heat rate*.

Kata kunci : Power plant, Supercritical, Gate Cycle, Efficiency Thermal.

THERMODYNAMICS ANALYSIS EFFECT OF PRESSURE AND TEMPERATURE ON REHAETER OF THE PERFORMANCE SUPERCRITICAL POWER PLANT WITH GATECYCLE MODELING

Name : MOH MIRZA AMINUDIN
NRP : 2113 105014
Major : Teknik Mesin FTI - ITS
Supervisor : Ary Bachtiar K P, ST, MT, Ph.D.

Electrical energy needs increasingly increased in line with developments in the technology, industrial and information society. Steam power plant is a type of plant that is often used to meet electricity needs in Indonesia. Indonesia Power UBP SURALAYA is one of the steam power plant with a generating capacity of about 410 MW sub-critical state with coal fuel. Performance steam power plant has undergone many evaluations. One way is to design the steam power plant into a supercritical condition of sub-critical condition.

Research done by making the modeling power plant under normal operating conditions using the software gate cycle. Modeling power plant is done so that we can know the efficiency supercritical thermal and power as well as varying the pressure in the boiler and reheater pressure to obtain the optimum value. While the manual calculations using thermodynamic analysis. The calculation will be done is to find the entrance to the heat and reheat boiler components (ΣQ_{inlet}), work produced by each turbine (ΣW_t), work required to drain the fluid pump (ΣW_p), as well as the efficiency of thermal power plant system (η_{th}).

Results gate cycle modeling, the power plant sub-critical condition is at 170 Bar pressure boiler with a boiler outlet temperature of 538 ° C and a pressure of 39.7 bar reheater obtained power generation system of 410 MW, an efficiency of 40% and a heat rate of 9018.27 kJ /kW-h. Seteleah converted to supercritical conditions by changing the pressure of 250 bar and a temperature of 560 ° C in the boiler by varying the pressure on reheater is 40 bar, 50 bar 60 bar. Contained in the optimum power plant with supercritical conditions reheater 40 Bar pressure variation in the amount of 423.086 MW. The optimum efficiency of the power plant are in supercritical conditions with reheater 60 Bar pressure variation in the amount of 42.74%. The smallest rate of

heat contained in the steam power plant with supercritical conditions reheater 60 Bar pressure variation in the amount of 8389.31 kJ / kW-h. So by changing the plant from becoming subcritical supercritical conditions will improve efficiency and power as well as lower heat rate.

Keywords: Power plant, Supercritical, Gate Cycle, Thermal Efficiency.

KATA PENGANTAR

“Kesungguhan, kesabaran, serta doa dari orang tua akan memberikan kemudahan dalam setiap langkah kita”

Segala puji dan syukur senantiasa penulis panjatkan kehadirat Allah SWT atas segala rahmat serta karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Analisis Termodinamika Pengaruh Tekanan Dan Temperatur Pada Reheater Terhadap PLTU *Supercritical* Dengan Pemodelan *Gate Cycle*” tepat pada waktunya. Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu persyaratan untuk meraih gelar sarjana strata 1 jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Keberhasilan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini tidak terlepas dari bimbingan, bantuan, dukungan serta dorongan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Ary Bachtiar K P., ST., MT, Ph.D selaku dosen pembimbing, yang telah meluangkan waktu, tenaga dan pikiran untuk memberikan ide, arahan, bimbingan dan motivasi selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
2. Prof Dr Ir Djatmiko Ichsan M.Eng, Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT, dan Ir Kadarisman selaku dosen penguji atas semua masukan dan arahan demi kesempurnaan tugas akhir ini.
3. Orang tua tercinta, Bapak Moh Chuzaini dan Ibu Siti Karomah serta kakak Moh Indra Lukmana atas semua doa, motivasi, perhatian dan dukungan baik moril maupun materil yang telah diberikan.
4. Bapak Yunarko selaku dosen wali yang selalu memberikan motivasi selama menjalani kuliah di Jurusan Teknik Mesin

5. Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di Jurusan S1 Teknik Mesin ITS, yang telah banyak memberikan ilmu serta bantuan selama menjalani kuliah.
6. Partner Tugas Akhir dan teman diskusi: Ahmed dan Muh Hasan Jauhari terima kasih atas kerjasama, bantuan, ide, dan saran yang telah diberikan sehingga tugas akhir ini bisa terselesaikan dengan baik.
7. Mas Erdin, Pak Minto dan temen-temen anggota lab. Pendingin.
8. Seluruh teman-teman seperjuangan LJ Mesin 2013 yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu, terimakasih untuk semua bantuan serta dukungan selama menjalani masa perkuliahan bersama juga untuk semua tawa serta canda yang selalu membuat masa perkuliahan lebih berwarna.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna, sehingga penulis mengharapkan adanya kritik dan saran yang dapat mengembangkan Tugas Akhir ini menjadi lebih baik. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis khususnya dan pembaca pada umumnya.

Surabaya, 3 September 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah	1
1.2. Perumusan Masalah	2
1.3. Tujuan Penelitian	2
1.4. Batasan Masalah	3
1.5. Manfaat Penelitian	3

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori	5
2.1.1 Siklus <i>Rankine</i>	5
2.1.2 Analisis Termodinamika	8
2.2. Perhitungan Sistem Pembangkit	9
2.2.1 Analisis Turbin Uap	10
2.2.2 Analisis Kondesor	11
2.2.3 Analisis Pompa	12
2.2.4 Analisis <i>Boiler</i> dan <i>Reheater</i>	14
2.2.5 Analisis <i>Closed Feedwater Heater</i>	17
2.2.6 Analisis <i>Closed Feedwater Heater Dengan Steam Trap</i>	19
2.2.7. Analisis <i>Open Feedwater Heater</i>	19
2.3. <i>Software Gate Cycle</i>	21
2.4. Penelitian Terdahulu	22

BAB III METODE PENELITIAN

3.1. Sistematika Penelitian.....	25
3.2. Pemodelan Pembangkit Dengan PFD Kondisi <i>Sub-critical</i>	27
3.3. <i>Flowchart</i> Analisis Manual Termodinamika Pembangkit Kondisi Sub-critical.....	30
3.4. Variasi Tekanan <i>Boiler</i> Dan <i>Reheater</i>	34
3.5. Pemodelan <i>Gate Cycle</i> Kondisi <i>Sub-critical</i>	35
3.6. <i>Flowchart</i> Pemodelan Kondisi <i>Supercritical</i> Dengan <i>Gate Cycle</i>	41

BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

4.1. Data Pembangkit Tenaga Uap UBP Suralaya	42
4.2. Data Properties Untuk Perhitungan Manual Sistem Pembangkit Tenaga UAp 410 MW	47
4.2.1. Menentukan Kualitas dan <i>Enthalpy</i> Spesifik Kondisi 10	48
4.2.2. Menentukan Kualitas dan <i>Enthalpy</i> Spesifik Kondisi 11	49
4.2.3. Menentukan Kualitas dan <i>Enthalpy</i> Spesifik Kondisi 12	50
4.2.4. Menentukan <i>Enthalpy</i> Spesifik Keluaran Pompa 1	50
4.2.5. Menentukan <i>Enthalpy</i> Spesifik Keluaran Pompa 2	51
4.2.6. Menentukan <i>Enthalpy</i> Spesifik Keluaran Pompa 3	52
4.3. Menentukan Fraksi Massa Yang Dibutuhkan <i>Feedwater heater</i>	53
4.3.1. Menentukan Fraksi Massa <i>Feedwater Heater</i> 7	53
4.3.2. Menentukan Fraksi Massa <i>Feedwater Heater</i> 6	54
4.3.3. Menentukan Fraksi Massa <i>Feedwater Heater</i> 5	55

4.3.4. Menentukan Fraksi Massa <i>Deaerator</i>	57
4.3.5. Menentukan Fraksi Massa <i>Feedwater Heater</i> 3.....	58
4.3.6. Menentukan Fraksi Massa <i>Feedwater Heater</i> 2.....	59
4.3.7. Menentukan Fraksi Massa <i>Feedwater Heater</i> 1.....	60
4.4. Menentukan Daya Steam Turbin	61
4.4.1. Menentukan Daya <i>High Pressure Turbine</i>	61
4.4.2. Menentukan Daya <i>Intermediate Pressure Turbine</i>	62
4.4.3. Menentukan Daya <i>Low Pressure Turbine 1</i> ...64	
4.4.4. Menentukan Daya <i>Low Pressure Turbine 2</i> ...66	
4.5. Menentukan Daya Pompa.....	67
4.5.1. Menentukan Daya Pompa 1	68
4.5.2. Menentukan Daya Pompa 2	69
4.5.3. Menentukan Daya Pompa 3	70
4.6. Menentukan <i>Kalor</i> yang Dibutuhkan <i>Boiler</i>	71
4.7. Menentukan Daya Netto Dari Sistem Pembangkit Tenaga Uap	72
4.8. Menentukan Efisiensi Termal Sistem Pembangkit Tenaga Uap	73
4.9. Analisis Pemodelan Sistem Pembangkit Kondisi <i>Subcritical</i>	74
4.10. Analisis Variasi Pemodelan Pembangkit Kondisi <i>Supercritical</i>	79
4.11. Analisis Daya Netto Sistem Pembangkit	86
4.12. Analisis Efisiensi Termal Sistem Pembangkit	88
4.13. Analisis <i>Heat Rate</i> Sistem Pembangkit.....	89
BAB V PENUTUP	
5.1. Kesimpulan.....	91
5.2. Saran.....	92

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Skema dan diagram T-s pada kondisi <i>sub-critical</i>	6
Gambar 2.2	Tipe <i>boiler</i>	7
Gambar 2.3	Turbin Uap.....	11
Gambar 2.4	Kondensor.....	12
Gambar 2.5	Pompa	13
Gambar 2.6	<i>Boiler dan Reheater</i>	15
Gambar 2.7	<i>Closed feedwater heater</i>	17
Gambar 2.8	<i>Closed feedwater heater</i> dengan steam trap	19
Gambar 2.9	<i>Open feedwater heater</i>	20
Gambar 2.10	(a) Pemodelan <i>power plant</i> (b) <i>Display</i> hasil pengerjaan.....	22
Gambar 2.11	Diagram T-s Turbin <i>High Pressure</i>	23
Gambar 2.12	<i>Heat Rate dan Superheater Outlet Steam Pressure</i>	24
Gambar 2.13	Efisiensi dan Temperatur <i>Reheat</i>	24
Gambar 3.1	Skema Sistematika Penelitian	26
Gambar 3.2	<i>Process Flow Diagram</i> aktual pembangkit	27
Gambar 3.3	Diagram T-s Sistem <i>Power Plant</i> kondisi <i>Sub-critical</i>	28
Gambar 3.4	Diagram T-s Sistem <i>Power Plant</i> kondisi <i>Supercritical</i>	29
Gambar 3.5	<i>Flowchart</i> perhitungan manual termodinamika kondisi <i>supercriticall</i>	30
Gambar 3.6	<i>Once Through Boiler dan High Pressure Turbine</i>	34
Gambar 3.7	Pemodelan kondisi <i>subcritical</i>	36
Gambar 3.8	<i>Build Review</i>	36
Gambar 3.9	Memasukkan data input kondisi <i>supercritical</i> ..	37
Gambar 3.10	<i>cek error</i>	37
Gambar 3.11	<i>Simulasi hasil gatecycle</i>	38

Gambar 3.12	<i>Flowchart pemodelan supercritical dengan gate cycle</i>	41
Gambar 4.1	<i>Heat and mass balance</i> PLTU UBP Suralaya .	46
Gambar 4.2	<i>Process flow diagram</i> PLTU UBP Suralaya ...	47
Gambar 4.3	<i>Feedwater heater</i> 7	53
Gambar 4.4	<i>Feedwater heater</i> 6	54
Gambar 4.5	<i>Feedwater heater</i> 5	56
Gambar 4.6	<i>Deaerator</i>	57
Gambar 4.7	<i>Feedwater heater</i> 3	58
Gambar 4.8	<i>Feedwater heater</i> 2	59
Gambar 4.9	<i>Feedwater heater</i> 1	60
Gambar 4.10	<i>High Pressure Turbine</i>	61
Gambar 4.11	<i>Intermediate Pressure Turbine</i>	64
Gambar 4.12	<i>Low Pressure Turbine</i> 1	65
Gambar 4.13	<i>Low Pressure Turbine</i> 2	67
Gambar 4.14	Pompa 1	69
Gambar 4.15	Pompa 2	70
Gambar 4.16	Pompa 3	71
Gambar 4.17	<i>Boiler dan Reheater</i>	72
Gambar 4.18	Hasil model sistem pembangkit kondisi <i>sub-critical</i>	76
Gambar 4.19	Model sistem pembangkit kondisi <i>supercritical</i>	81
Gambar 4.20	Bagian sistem pembangkit yang divariasikan..	85
Gambar 4.21	Daya pembangkit terhadap variasi tekanan <i>reheater</i>	87
Gambar 4.22	Efisiensi pembangkit terhadap variasi tekanan <i>reheater</i>	89
Gambar 4.23	<i>Heat rate</i> pembangkit terhadap variasi tekanan <i>reheater</i>	90

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan energi khususnya energi listrik meningkat dengan pesat seiring dengan perkembangan dunia perindustrian, teknologi dan informasi. Energi listrik dihasilkan oleh sebuah pembangkit listrik yang memiliki kapasitas berbeda-beda mulai dari 50MW -1000 MW. Adapun jenis-jenis pembangkit listrik yaitu PLTU, PLTG, PLTN, PLTA, PLTD, dll. Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) merupakan jenis pembangkit listrik yang sering digunakan untuk memenuhi kebutuhan energi listrik di Indonesia yang dikelola oleh PLN (Perusahaan Listrik Negara). Indonesia Power UBP Suralaya merupakan salah satu pembangkit listrik tenaga uap anak perusahaan PLN yang memiliki kapasitas pembangkitan sekitar 410 MW pada keadaan *sub-critical* dengan bahan bakar batu bara. Kapasitas tersebut dihasilkan melalui empat turbin yang terpasang, yaitu turbin HP (*High Pressure*), turbin IP (*Intermediate Pressure*), dan 2 turbin LP (*Low Pressure*). Pada unit pembangkit ini menggunakan 2 jenis sistem *feed water heaters* yaitu 6 susunan *closed feed water heater* dan 1 *open feed water heater*.

Pembangkit listrik tenaga uap telah banyak dilakukan evaluasi. Evaluasi ini bertujuan untuk meningkatkan performa dari kinerja sistem pembangkit dengan bahan bakar yang sama. Pada *Paper The World Bank Energy Issues* No. 19 April 1999 disebutkan bahwa untuk meningkatkan efisiensi termal pembangkit listrik tenaga uap adalah dengan mendesainnya dalam kondisi *supercritical*. Performa kerja dari kondisi *supercritical* meningkat sampai 55% dibanding dengan kondisi *subcritical* yang hanya 40% (Piwowarski, Marian. *Optimization of steam cycles with respect to supercritical parameters*. Polish Maritime Research)

Pembangkit listrik tenaga uap pada kondisi *Supercritical* di desain dengan cara menaikkan temperatur sampai dengan 590°C dan menaikkan tekanan pada boiler sampai diatas 23Mpa. Desain tersebut dapat diwujudkan dengan adanya penelitian-penelitian mengenai material yang digunakan dan metode pembuatan komponen-komponen pembangkit listrik tenaga uap.

Pada tugas akhir kali ini penulis akan membahas sebuah permasalahan mengenai pengaruh variasi temperatur dan tekanan pada reheater terhadap performa pembangkit *supercritical* dengan pemodelan menggunakan *software gate cycle*. *Software gate cycle* sebagai alat bantu untuk mempermudah dalam pengerjaan.

1.2 Perumusan Masalah

Sistem tenaga uap pada PLTU mempunyai ruang lingkup termodinamika yang cukup luas untuk di analisa dan di teliti. Pada keadaan aktual PLTU Suralaya berusaha untuk meningkatkan performa sistem pembangkit, sehingga penulis dapat membuat perumusan masalah sebagai berikut;

1. Bagaimana analisis perhitungan manual sistem pembangkit *supercritical* tenaga uap dengan menggunakan pendekatan analisis secara termodinamika.
2. Berapa nilai dari efisiensi thermal tertinggi dari sistem pembangkit *supercritical* setelah dilakukan variasi terhadap temperatur dan tekanan pada boiler dan reheater dengan menggunakan pemodelan *gate cycle*.
3. Berapa daya maksimum dari sistem pembangkit setelah dilakukan variasi terhadap temperatur dan tekanan pada boiler dan reheater dengan menggunakan pemodelan *gate cycle*.

1.3 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah di atas maka tujuan penelitian ini adalah:

1. Dapat membuat analisa perhitungan manual dari sistem pembangkit dengan menggunakan pendekatan analisa secara termodinamika
2. Mengetahui pengaruh variasi temperatur dan tekanan pada boiler dan reheater terhadap *efisiensi thermal* dengan pemodelan *gate cycle*.
3. Mengetahui pengaruh variasi temperatur dan tekanan pada boiler dan reheater terhadap daya dengan pemodelan *gate cycle*.

1.4 Batasan Masalah

Batasan dalam pembahasan tugas akhir ini terdapat beberapa batasan yang diambil guna menjaga alur permasalahan utama agar tidak melenceng dari tujuan yang ada. Adapun batasan masalah yang digunakan diantaranya adalah:

1. Analisa berdasarkan data operasi PLTU kondisi *subcritical*
2. Tekanan pada *boiler* di variasikan diatas 23MPa.
3. Tekanan pada Reheater di variasikan antara 4-6MPa.
4. Jumlah *Feedwater heater* yang digunakan sebanyak 7 buah, yaitu 6 *closed feedwater heater* and 1 *open feedwater heater*.
5. Siklus yang bekerja di asumsikan dalam keadaan tunak (*steady state*).
6. Perubahan energi kinetik dan energi potensial di asumsikan di abaikan.
7. Rugi-rugi panas di instalasi pipa tidak di perhitungkan.
8. Kebocoran pada sistem di asumsikan tidak ada.
9. Sesuatu yang berhubungan dengan analisa kimiawi di abaikan.

10. Asumsi kondisi pada FWH berada pada kondisi *isobar* atau tekanan konstan.
11. Fluida kerja yang digunakan adalah air.
12. Laju aliran massa pada sistem pembangkit di berbagai keadaan sama.

1.5 Manfaat Penelitian

Dalam pelaksanaan Tugas akhir ini di harapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

Berdasarkan tujuan penelitian diatas manfaat penelitian yang dapat diambil adalah:

1. Dapat mengetahui efisiensi thermal yang tertinggi dari sistem pembangkit *supercritical* dengan menggunakan pendekatan secara themodinamika.
2. Dapat membuat dan mengetahui pengaruh dari variasi tekanan dan temperatur terhadap efisiensi thermal dan daya pada sistem pembangkit dengan pemodelan *gate cycle*

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

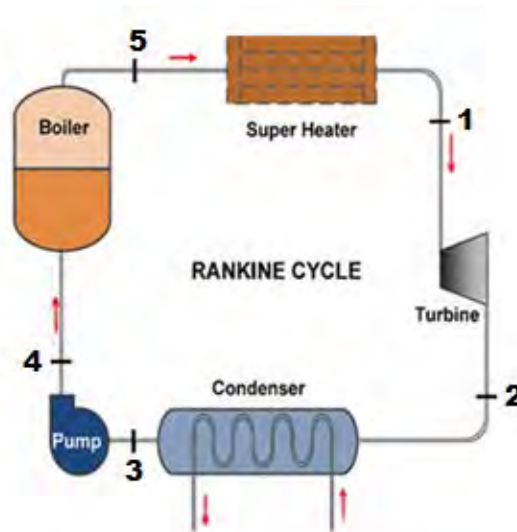
2.1 Dasar Teori

2.1.1 Siklus *Rankine*

Siklus termodinamika merupakan suatu urutan proses yang berawal dan berakhir pada keadaan yang sama, dimana pada akhir siklus semua sifat akan memiliki nilai yang sama dengan kondisi awal (Michael J. Moran dan Howard N. Shapiro). Siklus *Rankine* adalah siklus termodinamika paling sederhana yang memberikan gambaran secara umum dari sub sistem terpenting yang terdapat pada pembangkit listrik. Pembangkit listrik tenaga air menggunakan air sebagai fluida kerjanya. Air dalam siklus kerjanya mengalami beberapa proses seperti pemanasan, penguapan, ekspansi, pendinginan, dan kompresi.

Siklus *Rankine* pada pembangkit tenaga air pada kondisi *super critical* memiliki efisiensi lebih tinggi dan meningkatkan reduksi emisi gas CO_2 serta seluruh polutan dengan cara penggunaan bahan bakar yang lebih sedikit di setiap pembangkit daripada siklus *Rankine* pada pembangkit tenaga air pada kondisi *sub-critical*, karena pada kondisi *super critical* tekanan dan temperaturnya lebih tinggi.

Tingginya tekanan dan temperatur menyebabkan fluida kerja (air) pada boiler tidak melewati fasas campuran melainkan dari fasas *subcooled liquid* menjadi uap yaitu pada proses (4 – 5) seperti terlihat pada gambar di bawah ini.

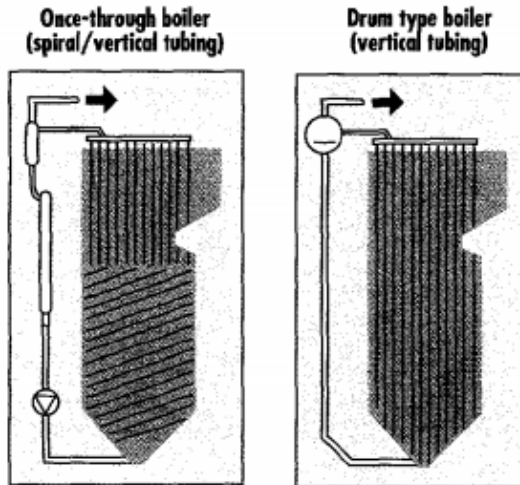


Gambar 2.1 Skema siklus Rankine

Kriteria Pembangkit *Supercritical*

Komponen pada pembangkit tenaga air pada kondisi *supercritical* memiliki perbedaan dengan komponen pembangkit tenaga air pada kondisi *sub-critical* diantaranya adalah *boiler feed pump*, *turbine generator set* dan *once-through boiler*. Pada turbin HP (*High Pressure*) kondisi *supercritical* terdapat peningkatan komposisi *chromium* untuk meningkatkan kekuatan materialnya sedangkan untuk turbin IP (*Intermediate Pressure*) tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara kondisi *supercritical* dan kondisi *sub-critical* serta untuk turbin LP (*Low Pressure*) memiliki spesifikasi yang sama antara kondisi *supercritical* dan *sub-critical*. *Boiler* pada kondisi *supercritical* berbeda dengan *boiler* pada kondisi *sub-critical* yaitu susunan tabung pada *boilers* *supercritical* tersusun

spiral dan vertikal sedangkan pada kondisi *sub-critical* tersusun vertikal seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 2.2 Tipe Boiler

Boiler *supercritical* tidak membutuhkan suatu alat untuk memisahkan antara uap air dengan campuran uap dan air yang biasa disebut dengan *steam drum* dan beroperasi pada temperatur kritis ($560-590^{\circ}\text{C}$) dan tekanan kritis (230-270 bar). Selama pembentukan uap air tidak akan terbentuk gelembung-gelembung uap (*bubbles*), karena tekanan air berada di atas tekanan kritisnya yang masih mungkin terbentuk gelembung uap. Hal ini menyebabkan penggunaan bahan bakar yang jauh lebih sedikit dan efisien, dan selanjutnya mengakibatkan produksi gas buang CO_2 menjadi berkurang.

Efisiensi Siklus Rankine

Efisiensi siklus *Rankine* adalah ukuran seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui *boiler* yang

dikonversi menjadi keluaran kerja *netto*. Efisiensi siklus *Rankine* dapat dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

$$\eta = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_p}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.1)$$

dimana :

\dot{W}_t = Laju kerja yang dihasilkan oleh turbin (kW)

\dot{W}_p = Tenaga masuk yang melalui pompa (kW)

\dot{Q}_{in} = Kalor yang masuk ke boiler (kW)

Laju Kalor (*Heat Rate*) pada Siklus *Rankine*

Laju *kalor (heat rate)* adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan *kalor* ke dalam siklus, biasanya dalam satu kW, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja *netto*, biasanya dalam satu kW. Oleh karena itu, laju *kalor* berbanding terbalik dengan efisiensi *thermal*, memiliki satuan kW/kW.

$$Heat\ rate = \frac{Total\ fuel\ heat\ input\ (kW)}{Electrical\ generation\ (kW)} \quad (2.2)$$

2.1.2 Analisis Termodinamika

Pada prinsipnya aliran massa yang terdapat dalam komponen sistem pembangkit tenaga apa seperti turbin, pompa, boiler, kondensor dan air pengisi dapat dianalisis menggunakan sistem tertutup. Namun dalam kebanyakan kasus lebih mudah dilakukan dengan menentukan suatu ruang tertentu dimana massa mengalir yaitu menggunakan sudut pandang volume atur (*control volume*).

Keadaan *steady state* merupakan keadaan yang ideal yang berarti semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Pada suatu *control*

volumedalamkeadaansteady state, identitasdarizatnyaberubahterusmenerus, tetapijumlah total yang adapadasetiapsaattetapkonstan, sehinggalajumassapada volume atur $\frac{dm_{cv}}{dt} = 0$. Begitu pula laju perpindahan energi oleh *kalor* dan kerja yang tetap konstan terhadap waktu, dengan demikian $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$. Hal ini dapat dilihat dari persamaan [2]:

Persamaan Energi dengan hukum Termodinamika:

$$\dot{m}(h + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{in} - \dot{m}(h + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{out} + \dot{q} - \dot{W} = 0 \quad (2.3)$$

Energikinetikdiabaikan, energi potensial diabaikan dan tidak ada kerja

Dimana: p = Tekanan(N/m^2)

h = Entalphy (Kj/kg)

Persamaan diatas dijelaskan bahwa energi kinetik dan energi potensial dapat diabaikan karena kecepatan aliran fluida yang masuk sama dengan kecepatan aliran fluida yang keluar. Sedangkan energi potensial diabaikan karena tidak ada pengaruh ketinggian antara fluidamasukdanfluida yang keluar di dalam sistem pada volume atur yang sama. Kemudian didalam ruang bakar tidak ada proses kerja yang dihasilkan.

Maka didapatkan:

$$\dot{q} = \dot{m}[(h_{out} - h_{in})] \quad (2.4)$$

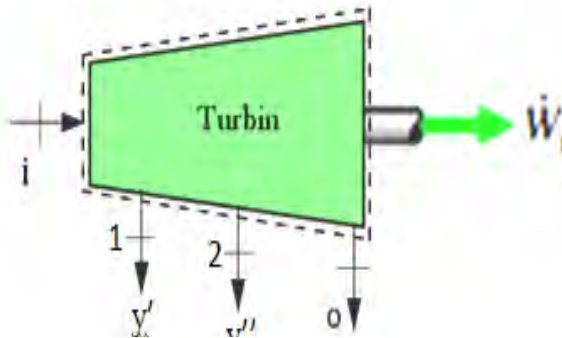
2.2 Perhitungan Sistem Pembangkit

Seperti halnya pada *Rankine Cycle*, hukum pertama maupun kedua termodinamika dapat diterapkan untuk mengetahui performa dari sistem *powerplant*. Untuk mendapatkan kerja *output* dan meningkatkan efisiensi dapat ditentukan dengan menggunakan hukum kesetimbangan energi. Perpindahan *kalor* diluarbatas volume atur yang tidak

dapat dihindari antara komponen pembangkit dan sekelilingnya diabaikan untuk mempermudah analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Dengan menggunakan penerapan kesetimbangan laju massa dan energi pada volume atur dari tiap bagian komponen utama didapat persamaan sebagai berikut :

2.2.1 Analisis Turbin Uap

Turbin uap merupakan suatu peralatan yang mengubah energi dari uap bertekanan yang dihasilkan oleh boiler menjadi energi mekanik untuk memutar poros. Cara kerja pada turbin uap ini yaitu fluida kerja berupa air yang mempunyai massa dan tekanan dinaikkan temperaturnya dalam boiler sehingga berubah fase uap panas lanjut (*superheat*) dan memiliki energi yang besar. Energi dalam uap panas lanjut ini diekspansikan secara *adiabatic* (*isentropic*) sehingga menjadi kerja. Setelah diekspansikan oleh turbin, tekanan dan temperatur uap akan mengalami penurunan karena energinya digunakan untuk menggerakkan sudu-sudu turbin. Dengan analisa hukum termodinamika pertama persamaan energi pada turbin. Analisis turbin uap terdapat beberapa asumsi yaitu *steady state* (1), perubahan energi kinetik diabaikan (2), energi potensial diabaikan (3), dan perpindahan kalor diabaikan (4). Sehingga persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi dapat dianalisis sebagai berikut.



Gambar 2.3 Turbin Uap

Kesetimbangan massa

$$\frac{dm_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_i = y' \dot{m}_i + y'' \dot{m}_i + \dot{m}_o = \dot{m}$$

Kesetimbangan energi

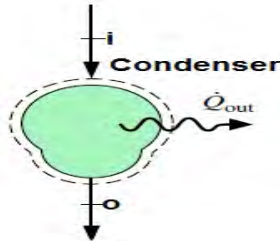
$$0 = -\dot{W}_{cv} + \dot{m}h_i - \dot{m}h_1 + \dot{m}(1 - y')(h_1 - h_2) + \dot{m}(1 - y' - y'')(h_2 - h_o)$$

$$\frac{W_t}{\dot{m}} = (h_i) - (y')(h_1) - (y'')(h_2) - (1 - y' - y'')(h_o) \quad (2.5)$$

2.2.2 Analisis Kondensor

Kondensor adalah alat penukar panas yang berfungsi mengubah fase uap menjadi fase cair. Analisis kondensor terdapat beberapa asumsi yaitu *steady state* (1), perubahan energi kinetik diabaikan (2), energi potensial diabaikan (3), dan tidak ada kerja pada kondensor (4).

Sehinggapersamaankesetimbanganmassadankesetimbanganen
ergidapatdianalisissebagai berikut.



Gambar 2.4 Kondensor

Kesetimbanganmassa

0(1)

$$\frac{dm_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$$

Kesetimbanganenergi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + g z_o \right) \quad 0(3)$$

$$\dot{Q}_{condensor} = -\dot{Q}_{cv} = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (2.6)$$

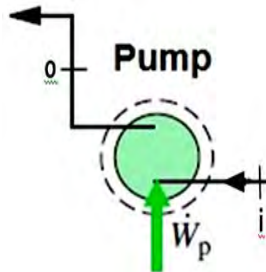
2.2.3 Analisis Pompa

Pompa adalah suatu alat atau mesin yang digunakan untuk memindahkan cairan dari suatu tempat ke tempat yang lain melalui suatu media perpipaan dengan cara menambahkan energi pada cairan yang dipindahkan dan berlangsung secara terus menerus. Pompa pada siklus rankine ini berfungsi untuk mengalirkan dan menaikkan tekanan air kondensat yang telah di kondensasi sampai tekanan operasi kerja high pressure turbine. Air kondensat ini selanjutnya dinaikkan

temperaturnya pada boiler sehingga memiliki tekanan dan temperatur yang cukup untuk menggerakkan turbin. Pompa ini bekerja secara isetropis dimana secara ideal tidak terjadi perubahan entropi antara aliran masuk dan keluarnya

Analisis pompa dapat diperoleh beberapa asumsi yaitu *steady state* (1), perubahan energi kinetik diabaikan (2), energi potensial diabaikan (3), dan perpindahan kalor diabaikan (4).

Sehingga persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi dapat dianalisis sebagai berikut.



Gambar 2.5 Pompa

Kesetimbangan massa

0(1)

$$\frac{dm_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

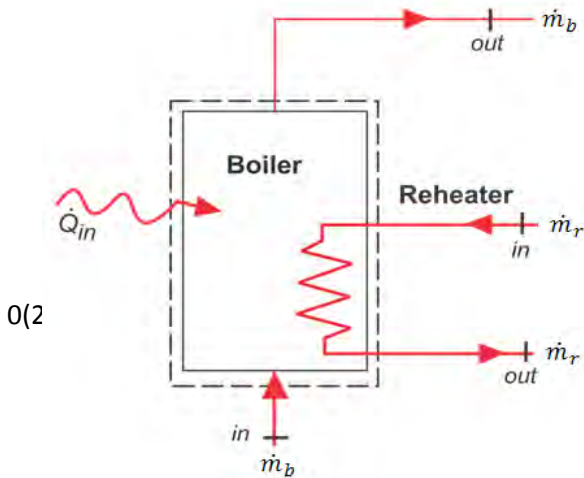
$$\dot{m}_i = \dot{m}_o = \dot{m}$$

Kesetimbangan energi

$$\begin{aligned}
 \frac{dE_{cv}}{dt} &= \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + g z_o \right) \\
 \dot{W}_{cv} &= \dot{m} (h_i - h_o) \\
 \dot{W}_{pompa} &= -\dot{W}_{cv} = \dot{m} (h_o - h_i) \quad (2.7)
 \end{aligned}$$

2.2.4 Analisis Boiler dan Reheat

Boiler adalah suatu peralatan penukar panas yang mengubah fas cair menjadi fas uap yang di dalamnya terjadi proses pembakaran bahan bakar. Sedangkan *reheat* adalah suatu komponen penukar panas pada boiler yang berfungsi menaikkan temperatur fluida kerja (uap). Analisis *boiler* dan *reheat* memiliki kesamaan asumsi yaitu *steady state* (1), perubahan energi kinetik diabaikan (2), energi potensial diabaikan (3), dan tidak ada kerja pada *boiler* dan *reheater* (4). Sehingga persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi dapat dianalisis sebagai berikut.



Gambar 2.6 Boiler dan Reheat

Keseimbangan massa
boiler

0(1)

$$\frac{dm_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_{b_i} - \sum \dot{m}_{b_o}$$

$$\dot{m}_{b_i} = \dot{m}_{b_o} = \dot{m}_b$$

reheat

$$\frac{dm_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_{r_i} - \sum \dot{m}_{r_o}$$

$$\dot{m}_{r_i} = \dot{m}_{r_o} = \dot{m}_r$$

Kesetimbanganenergi*boiler*

$$\overset{0(1)}{\frac{dE_{cv}}{dt}} = \overset{0(4)}{\dot{Q}_{cv}} - \overset{0(2)}{\dot{W}_{cv}} + \overset{0(2)}{\dot{m} \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right)} - \overset{0(3)}{\dot{m} \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + g z_o \right)}$$

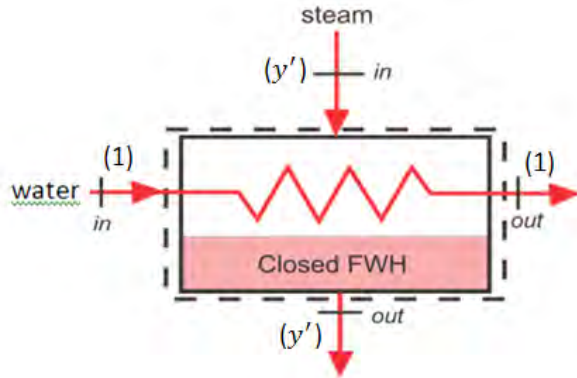
$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{Q}_{in} = \dot{m}_b(h_o - h_i) \quad (2.8)$$

Kesetimbanganenergi*reheat*

$$\overset{0(1)}{\frac{dE_{cv}}{dt}} = \overset{0(4)}{\dot{Q}_{cv}} - \overset{0(2)}{\dot{W}_{cv}} + \overset{0(2)}{\dot{m} \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + g z_i \right)} - \overset{0(3)}{\dot{m} \left(h_o + \frac{v_o^2}{2} + g z_o \right)}$$

$$\dot{Q}_{reheat} = \dot{Q}_{in} = \dot{m}_r(h_o - h_i) \quad (2.9)$$

2.2.4 Analisis Feedwater Heater (Close Feedwater Heater)



Gambar 2.7 Closed Feedwater Heater

Fraksi y' dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume kontrol. Analisis *closed feedwater heater* memiliki asumsi yaitu *steady state* (1), perubahan energi kinetik diabaikan (2), energi potensial diabaikan (3), perpindahan kalor antara *closed feedwater heater* dan lingkungan sekitarnya diisolasi (4) dan tidak ada kerja pada *closed feedwater heater* (5). Sehingga menghasilkan persamaan sebagai berikut :

Keseimbangan massa

$$\frac{dm_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_{water_in} = \dot{m}_{water_out} = \dot{m}_w$$

$$\dot{m}_{steam_in} = \dot{m}_{steam_out} = \dot{m}_s$$

Kesetimbangan energi

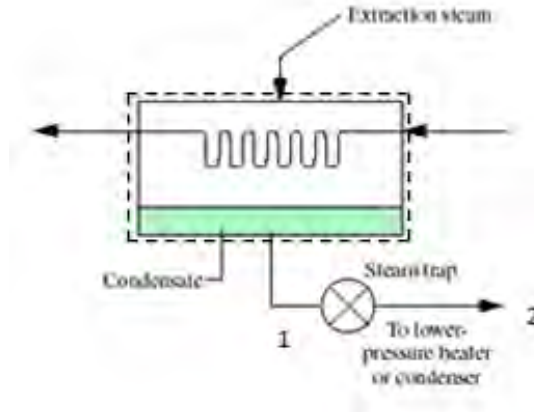
$$\begin{aligned} \frac{dE_{cv}}{dt} &= \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_w \left(h_{w_in} + \frac{V_{w_in}^2}{2} + gz_{w_in} \right) + \dot{m}_s \left(h_{s_in} + \frac{V_{s_in}^2}{2} + gz_{s_in} \right) - \dot{m}_w \left(h_{w_out} + \frac{V_{w_out}^2}{2} + gz_{w_out} \right) + \dot{m}_s \left(h_{s_out} + \frac{V_{s_out}^2}{2} + gz_{s_out} \right) \end{aligned} \quad 0(2)$$

$$\begin{aligned} 0 &= \dot{m}_w (h_{w_in} - h_{w_out}) + \dot{m}_s (h_{s_in} - h_{s_out}) \\ 0 &= \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_w} (h_{w_in} - h_{w_out}) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_w} (h_{s_in} - h_{s_out}) \\ 0 &= (h_{w_in} - h_{w_out}) + y' (h_{s_in} - h_{s_out}) \end{aligned} \quad 0(3)$$

Sehingga untuk menyelesaikannya',
dapat digunakan persamaan sebagai berikut.

$$y' = \frac{(h_{w_in} - h_{w_out})}{(h_{s_in} - h_{s_out})} \quad (2.10)$$

2.2.5 Analisa *Feedwater Heater* Dengan *Steam Trap*



Gambar 2.8 *Closed Feedwater Heater* dengan *Steam Trap*

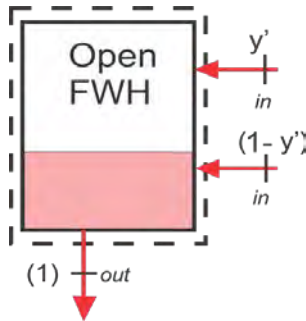
Sedangkan pada gambar berikut air kondensasi dilewatkan melalui *steam trap* yang merupakan suatu *valve* untuk mengarahkan air kondensat menuju ke *heater* tekanan rendah atau ke kondensor. Pada proses ini terjadi ekspansi tekanan yang cukup signifikan dengan *enthalpy* yang konstan (*Isoenthalpy*), dimana *enthalpy* pada keadaan 1 memiliki nilai yang sama besar dengan *enthalpy* pada keadaan 2.

2.2.6 Analisa *Open Feedwater Heater*

Untuk sebuah siklus tenaga atau *regenerative* yang memiliki satu pemanas air pengisian terbuka, siklus ini, fluida kerja mengalir secara *isotropik* melalui tingkat-tingkat turbin dan pompa, dan aliran yang melewati generator uap, kondenser, dan pemanas air

pengisian terjadi tanpa adanya penurunan tekanan setiap komponen tersebut.

di



Gambar 2.9 *Open Feedwater Heater*

Fraksi y' dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume terkontrol. Analisis *open feedwater heater* memiliki asumsi yaitu *steady state* (1), perubahan energi kinetik diabaikan (2), energi potensial diabaikan (3), perpindahan kalor antara *open feedwater heater* dan lingkungan sekitarnya diisolasi (4) dan tidak ada kerja pada *open feedwater heater* (5). Sehingga menghasilkan persamaan sebagai berikut :

Keseimbangan massa

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o$$

$$\dot{m}_{water_in} + \dot{m}_{steam_in} = \dot{m}_{water_out}$$

Keseimbangan energi

$$\dot{Q}(1) + \dot{Q}(4) + \dot{Q}(5) = \dot{Q}(3) + \dot{Q}(2)$$

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_{w_in} \left(h_{w_in} + \frac{V_{w_in}^2}{2} + gz_{w_in} \right) + \dot{m}_{s_in} \left(h_{s_in} + \frac{V_{s_in}^2}{2} + gz_{s_in} \right) - \dot{m}_{w_out} \left(h_{w_out} + \frac{V_{w_out}^2}{2} + gz_{w_out} \right)$$

$$0 = \dot{m}_w (h_{w_in}) - (\dot{m}_w + \dot{m}_s) (h_{w_out}) + \dot{m}_s (h_{s_in})$$

$$0 = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_w} (h_{w_in}) + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_w} (h_{s_in}) - \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_w} + \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_w} \right) (h_{w_out})$$

$$y' (h_{w_out} - h_{s_in}) = h_{w_in} - h_{w_out}$$

Sehingga untuk menyelesaikannya, dapat digunakan persamaan sebagai berikut.

$$y' = \frac{(h_{w_in} - h_{w_out})}{(h_{w_out} - h_{s_in})} \quad (2.11)$$

2.3 Software Gate Cycle

Gate Cycle adalah software yang digunakan untuk menganalisis kinerja dari sebuah *power plant*. *Gate Cycle* menggunakan proses termodinamika, perpindahan panas, analisis numerik dan mekanika fluida dalam menjalankan perhitungan simulasi. *Gate cycle* yang digunakan dalam penelitian ini adalah versi 5.4.1.r tahun 2004.

Software ini dapat membuat sebuah pembangkit listrik dengan desain yang kita inginkan atau pun sesuai *template* yang sudah disediakan oleh *Gate Cycle*. Selain itu, kita juga dapat menentukan *properties* yang akan bekerja pada tiap komponen dalam desain pembangkit listrik tersebut. Hasil yang didapatkan dari *software Gate Cycle* ini antara lain efisiensi, *heat rate*, *load* yang dihasilkan,

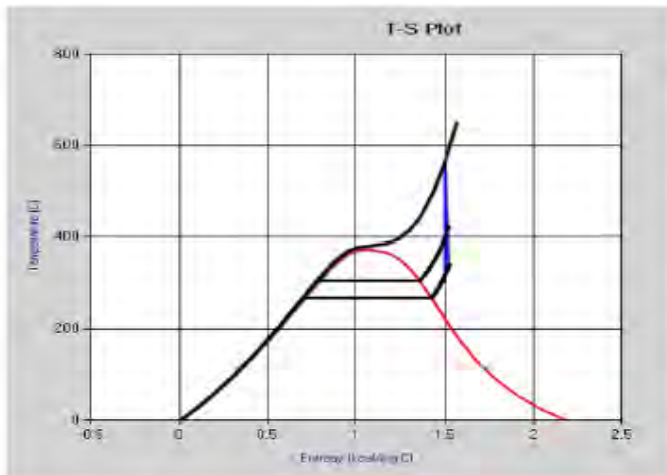
Selain itu, *Gate cycle* mempunyai proses yang disebut *Cycle Link*, dimana proses ini digunakan untuk menentukan *input* dan *output* parameter apa yang diinginkan dari *power plant* yang telah dimodelkan sebelumnya. Berikut ini adalah hasil dari pengerjaan dari *software Gate Cycle* ditunjukkan oleh gambar dibawah ini :



Gambar 2.10(a) Pemodelan *Power Plant* Sederhana (b)
Display Hasil Pengerjaan

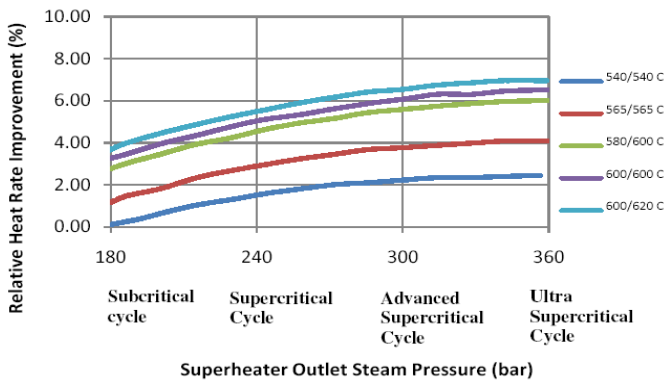
2.4 Penelitian Terdahulu

Sheth dan Mavani (2012) dalam jurnal penelitian yang berjudul *“Determining Performance of Super Critical Power Plant with the help of Gate Cycle”* menyimpulkan bahwa *Power plant* dengan daya pembangkitan 700 MW ketika tekanan dan temperatur boiler yang masuk ke turbin H P (*High Pressure*) dinaikkan dari titik kritis yaitu pada 242 Bar dan 563°C, maka *power plant* memiliki efisiensi 42% dan sudah beradaptasi pada kondisi *supercritical* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12.



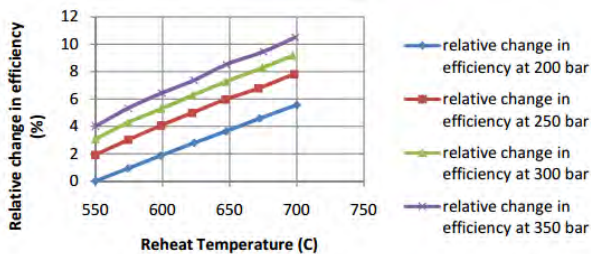
Gambar 2.12 Diagram T-s Turbin *High Pressure*

Ravindra, et al. (2013) dalam jurnal penelitian yang berjudul “*Effect of Parameters in Once-Through Boiler for Controlling Reheat Steam Temperature in Supercritical Power Plants*” menyimpulkan bahwa ketika tekanan pada power plant dinaikkan dari kondisi subcritical menjadi kondisi supercritical bahkan sampai ultra supercritical maka terjadi penurunan *heat rate* seperti yang diperlihatkan gambar 2.13.



Gambar 2.13 *Heat Rate dan Superheater Outlet Steam Pressure*

Sedangkan ketika temperatur dan tekanan *reheat* pada power plant dinaikkan maka terjadi peningkatan efisiensi seperti yang diperlihatkan gambar 2.14.



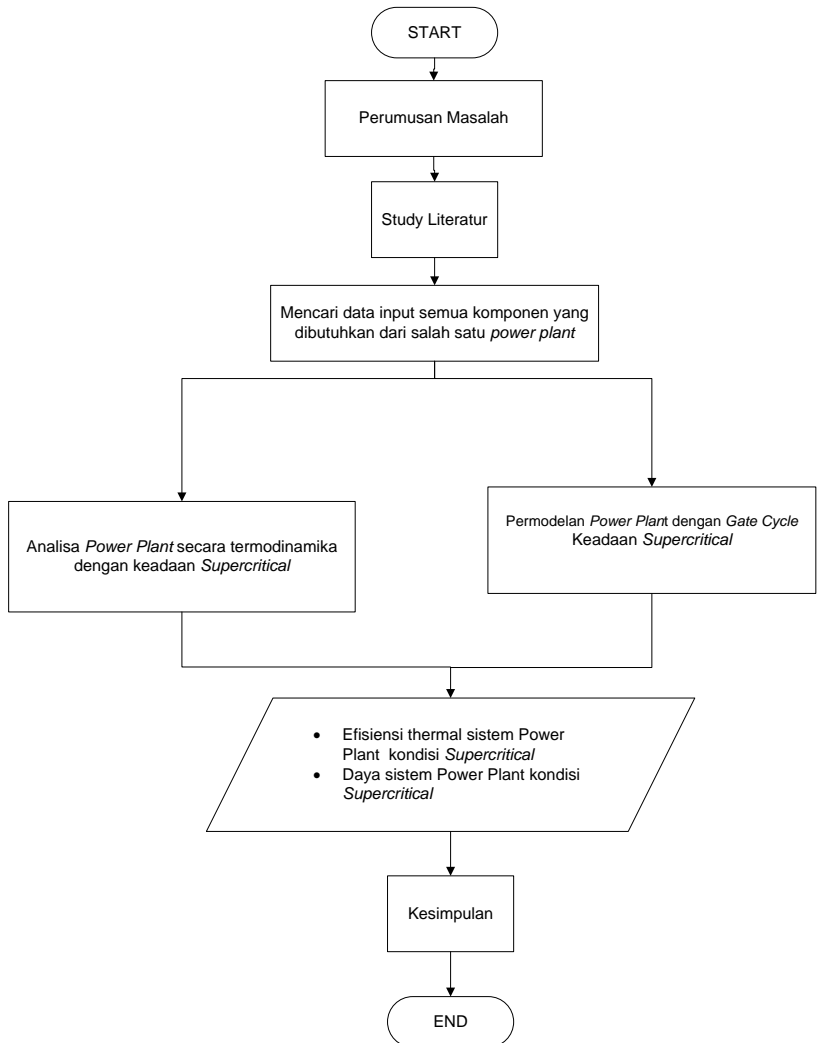
Gambar 2.14 Efisiensi dan Temperatur *Reheat*

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Sistematika Penelitian

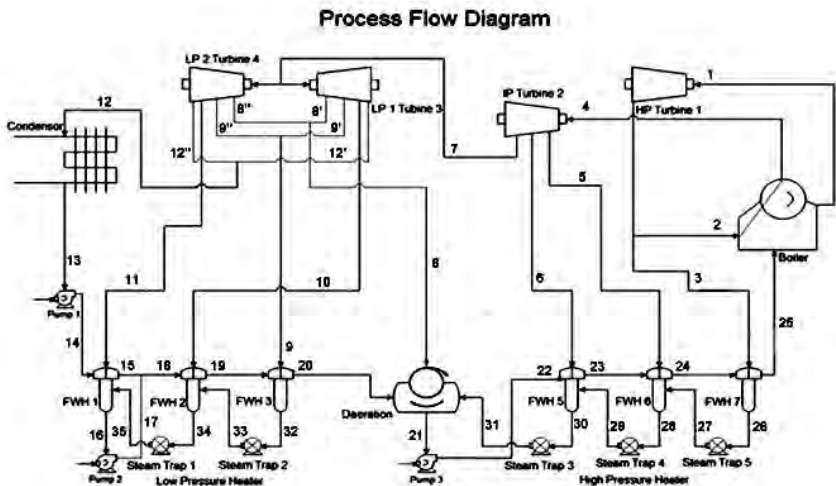
Sistematika penelitian merupakan gambaran umum untuk mengetahui tentang proses penelitian yang akan dilakukan. Berikut ini adalah gambaran umum sistematika penelitian yang akan dilakukan.



Gambar 3.1 Skema Sistematika Penelitian

3.2 Pemodelan *Powerplant* dengan *Process Flow Diagram* Kondisi PLTU SURALAYA

Salah satu cara untuk mempermudah pemahaman proses alur pembangkit tenaga uap adalah dengan pembuatan *PFD*. *Proses Flow Diagram (PFD)* pada penelitian ini adalah sebagai berikut.

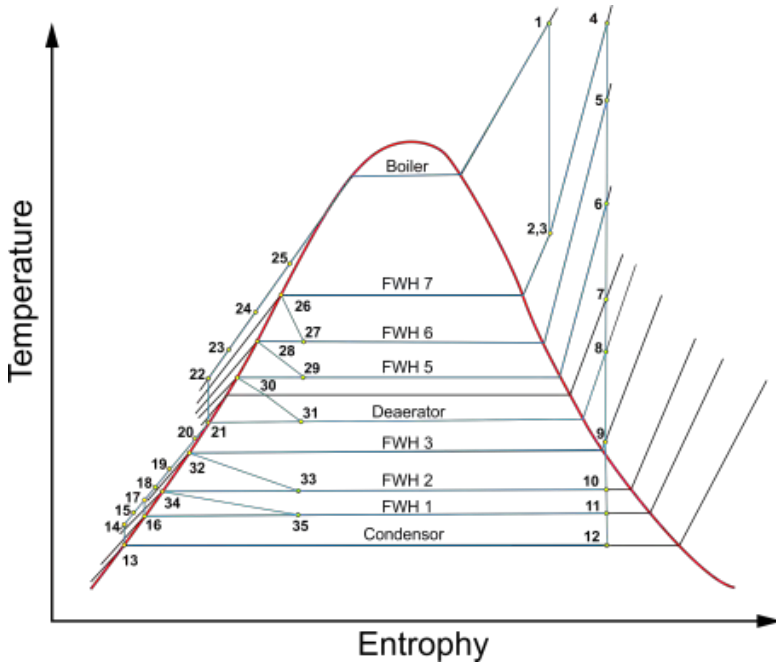


Gambar 3.2 *Process Flow Diagram* pemodelan *Power Plant*

Dari gambar *PFD* tersebut, terlihat bahwa pembangkit tenaga uap UBP Suralaya 410 MW pada keadaan *sub-critical* terdapat komponen *boiler* sebagai pemanas dengan *superheater*, *reheater* dan *economizer*. Kemudian daya dibangkitkan dari turbin HP, turbin IP, dan 2 turbin LP. Pembangkit ini memiliki 7 komponen air pengisi yaitu 6 *closed feedwater heater* dan 1 *open feedwater heater* (*deaerator*).

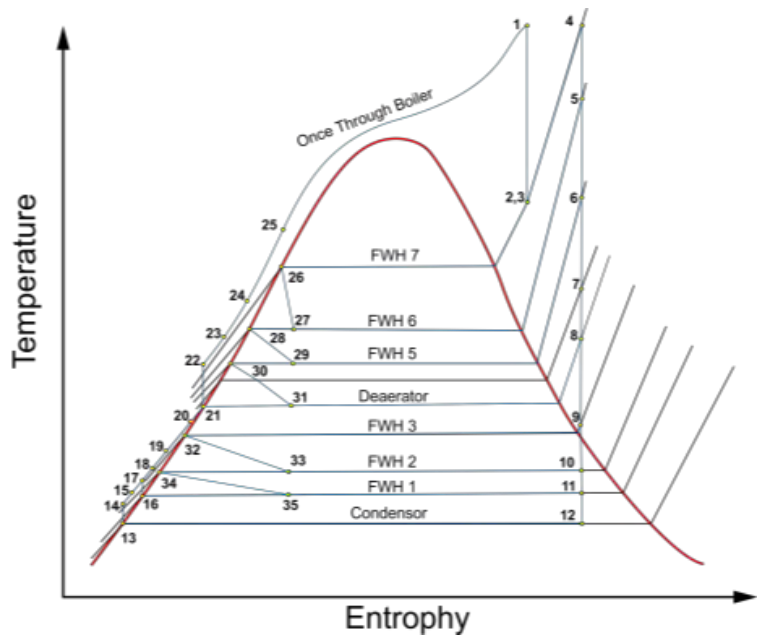
Skema *PFD* diatas berdasarkan data dari *heat and mass balance* PLTU Suralaya dengan mengasumsikan siklus terjadi pada keadaan ideal untuk kondisi *sub-critical* digambarkan

distribusi temperatur, entalpi, entropi dan tekanannya pada diagram T-s yang diperlihatkan pada gambar 3.3.



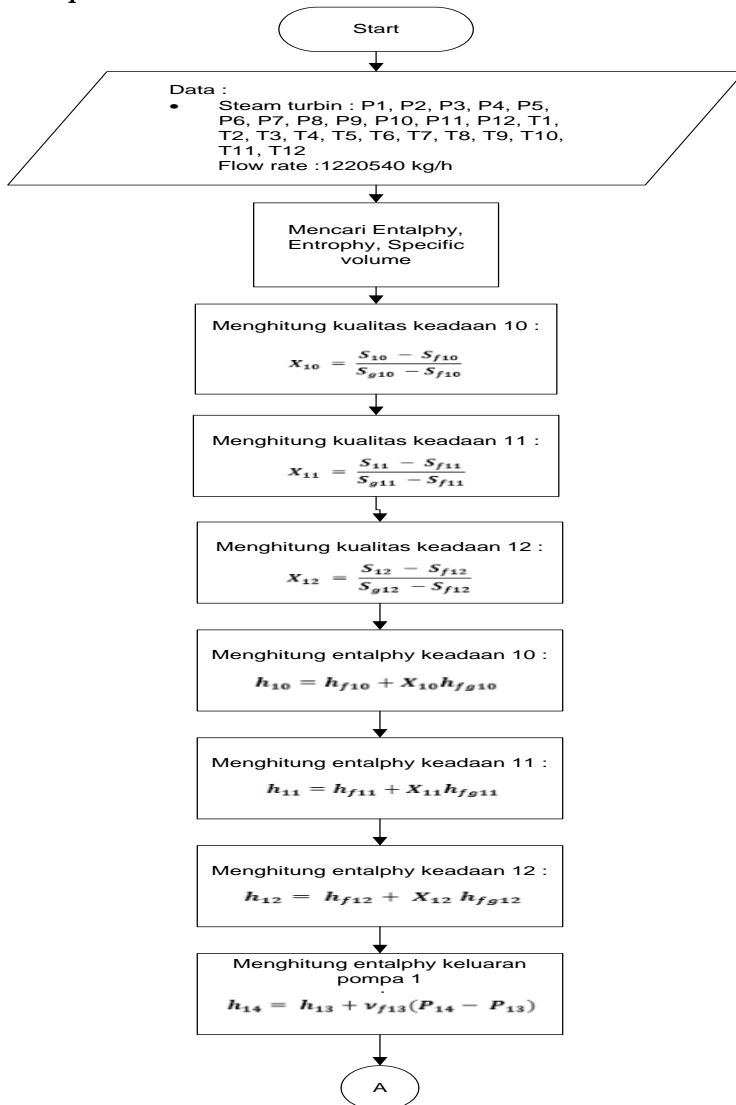
Gambar 3.3 Diagram T-s Sistem *Power Plant* kondisi *Sub-critical*

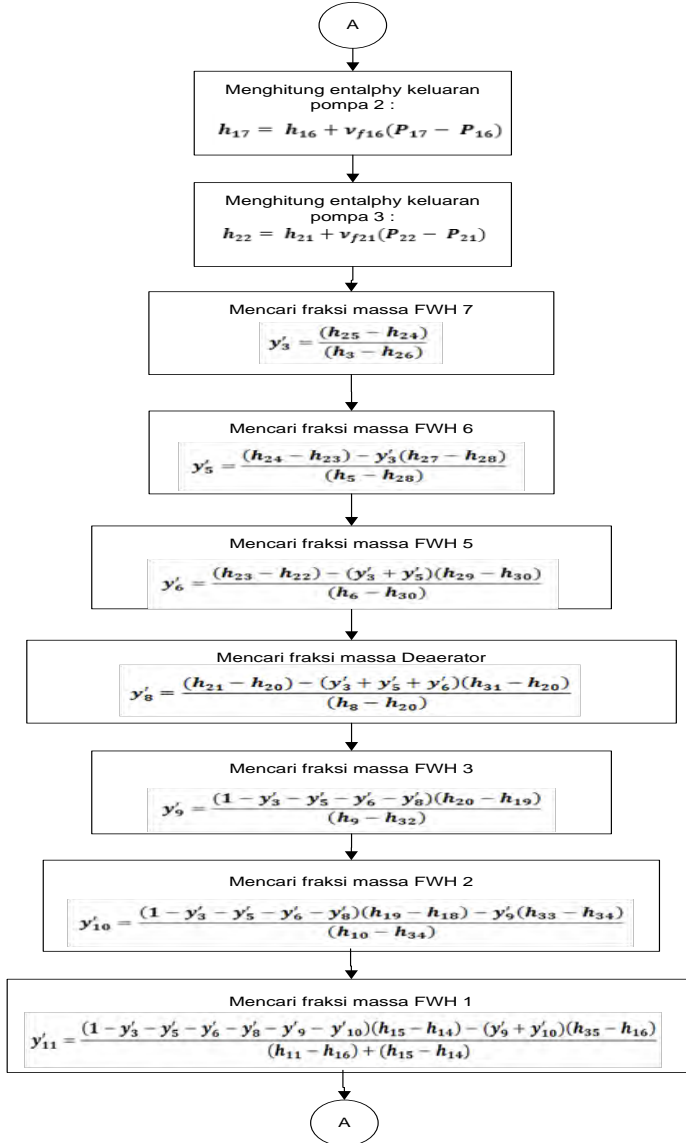
Sedangkan untuk kondisi setelah didesain menjadi *supercritical* dimana terjadi perubahan tekanan yang berada diatas titik kritis pada keluaran *boiler feed pump* hingga *inlet high pressure turbine*, maka dengan mengasumsikan *power plant* bekerja pada keadaan ideal didapatkan diagram T-s dari PLTU Suralaya setelah didesain menjadi kondisi *supercritical* yang diperlihatkan pada gambar 3.4.

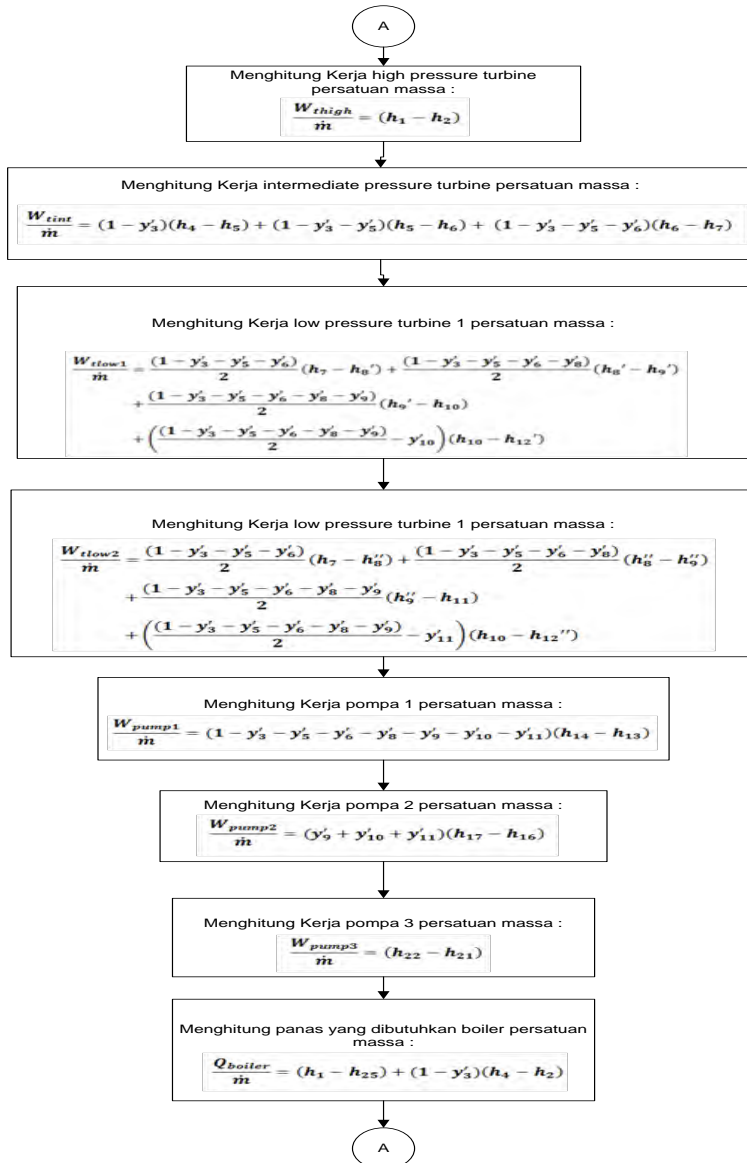


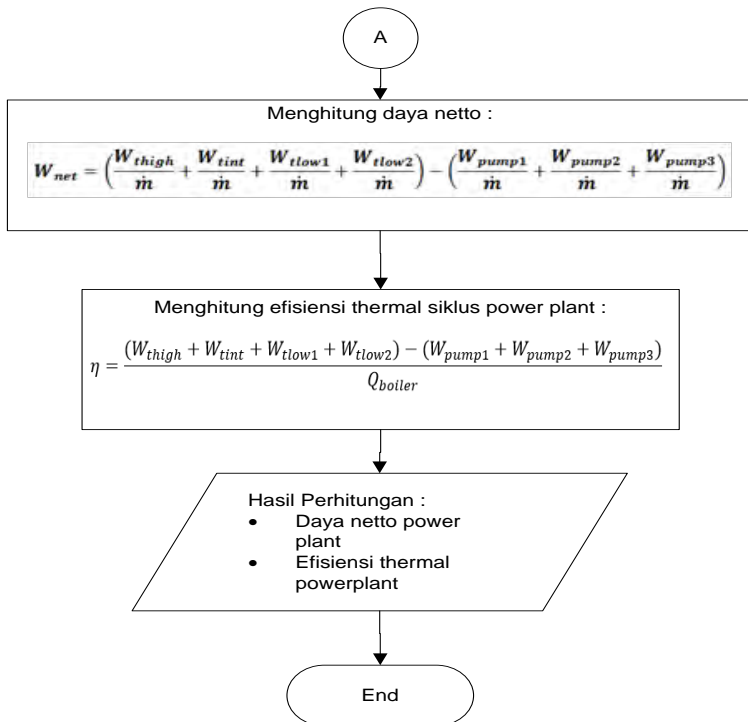
Gambar 3.4 Diagram T-s Sistem *Power Plant* kondisi *Supercritical*

3.3 Flow Chart Analisis Termodinamika Power plant Kondisi Supercritical



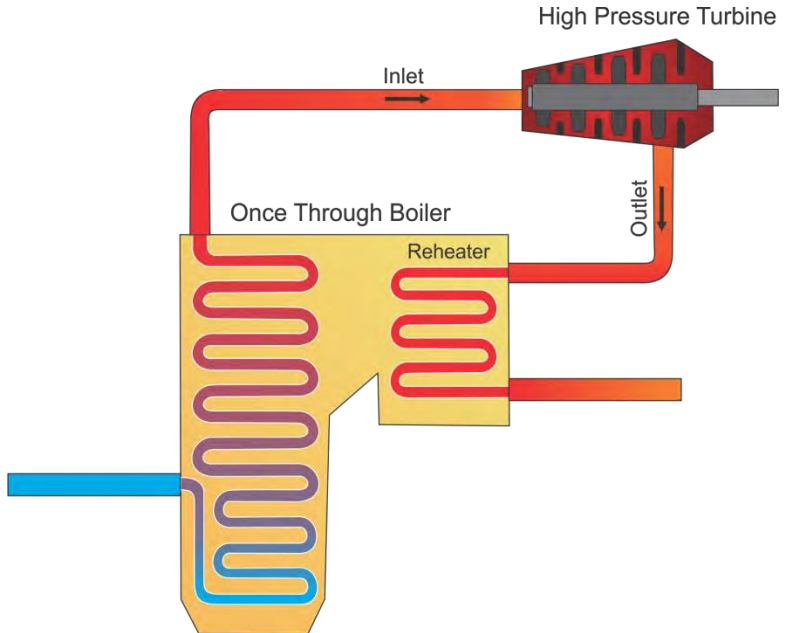






Gambar 3.5 *Flowchart* perhitungan manual termodinamika kondisi *Supercritical*

3.4 Variasi Tekanan *Boiler* dan *Reheater*



Gambar 3.6 *Once-Through Boiler dan High Pressure Turbine*

Penelitian ini akan diteliti desain PLTU kondisi *supercritical* dengan variasi tekanan dan temperatur keluaran *once-through boiler* serta tekanan *reheaternya* dari desain aktual dari PLTU Suralaya. Kondisi aktual dari PLTU suralaya 410 MW berada pada kondisi *sub-critical*, dimana memiliki tekanan *inlet high pressure turbine* (tekanan *boiler*) sebesar 170 Bar dan tekanan *outlet high pressure turbine* (tekanan *reheater*) sebesar 39,7 Bar. Variasi tekanan dan temperatur keluaran *once-through boiler* kondisi *supercritical* sesuai dengan data berikut:

Tabel 3.1 Data Pembangkit Tenaga kondisi *Supercritical*

No.	Electric power station	Country	Power [MW]	Steam parameters [bar/°C/°C]	Efficiency [%]	Year of building
15	Esbjerg 3	Denmark	415	250/560/560	45.3	1992

Sumber : Piwowarski, Marian. “*Optimization of steam cycles with respect to supercritical parameters*” : Polish Maritime Research.

Sedangkan untuk mencari nilai optimum dari data tekanan dan temperatur kondisi *supercritical* tabel 3.1, divariasikan penambahan tekanan 10 Bar pada *reheater* dari *range* yang diizinkan menurut Ingo Paul dalam paper yang berjudul *Supercritical Coal Fired Power Plants* yaitu 40 – 60 Bar.

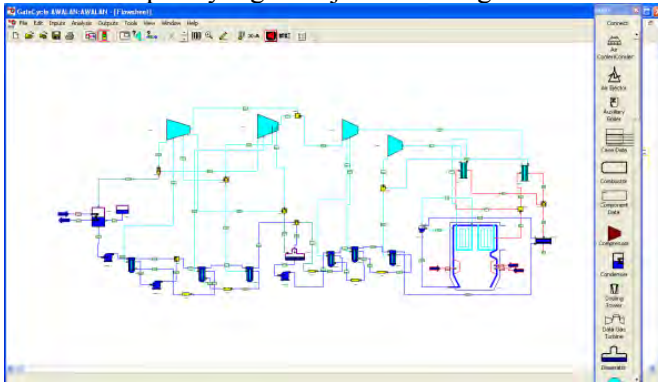
Tabel 3.2 Variasi tekanan dan temperatur *boiler* serta variasi tekanan *reheater* terhadap performa pembangkit

Tekanan dan Temperatur <i>Boiler</i>	Tekanan <i>Reheater</i> (Bar)	Daya Netto	Efisiensi Termal	<i>Heat Rate</i>
		MW	%	kJ/kW-hr
250 Bar/560°C (<i>Supercritical</i>)	40			
	50			
	60			

3.5 Pemodelan *Power plant* dengan *Gate Cycle Software* kondisi *Supercritical*

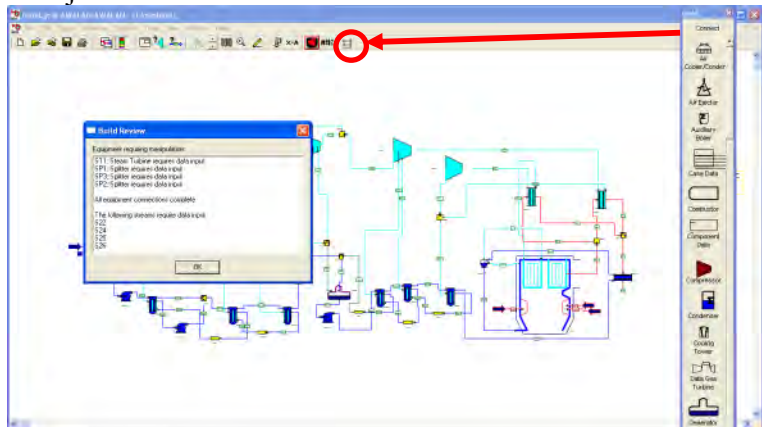
Adapun langkah-langkah dalam pemodelan dan simulasi pada kondisi *supercritical* adalah sebagai berikut

1. Membuat model *power plant* sesuai dengan *heat balance* PLTU seperti yang ditunjukkan oleh gambar 3.7.



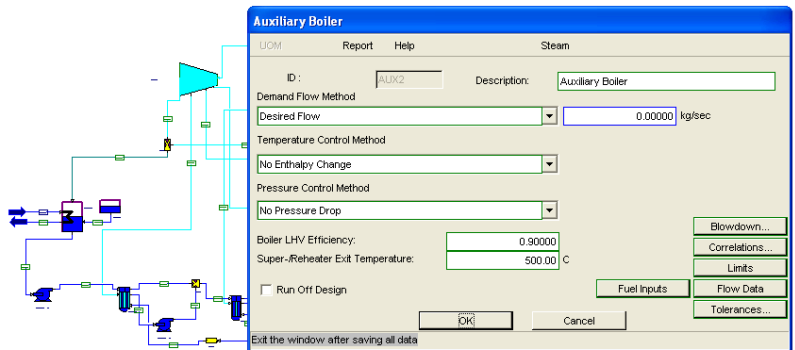
Gambar 3.7 Pemodelan dengan Gate Cycle Software kondisi *Supercritical*

2. Menjalankan *Gate Cycle*, masukkan *properties* yang dibutuhkan kedalam masing-masing komponen yang ditunjukkan oleh tabel 3.3.



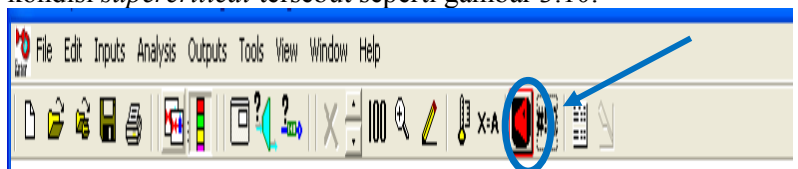
Gambar 3.8 Gate Cycle Software dengan hasil build review

- Memasukkan data variasi *properties* tabel 3.2 pada komponen *boiler* seperti yang ditunjukkan gambar 3.9.



Gambar 3.9 Memasukkan data input kondisi *supercritical*

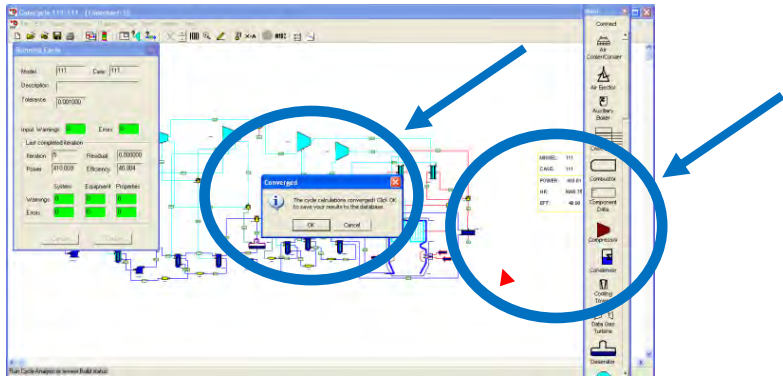
- Menjalankan *Gate Cycle*, kemudian dicek apakah *convergence* atau tidak. Jika tidak, cek kembali *list error* dan ikuti perintah yang terdapat di dalamnya seperti gambar 3.10.
- Jika *convergence*, maka kita dapat mengetahui nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, efisiensi serta data-data performa lain yang dapat dihasilkan oleh *power plant* kondisi *supercritical* tersebut seperti gambar 3.10.



Gambar 3.10 *Gate Cycle Software* dengan cek *error*

- Jika *convergence*, maka kita dapat mengetahui nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, efisiensi serta data-data

performa lain yang dapat dihasilkan oleh *power plant* tersebut.



Gambar 3.11 Simulasi hasil pemodelan *Gate Cycle Software*

7. Setelah *convergence* pada semua kondisi yang dibutuhkan, model tersebut sudah dapat digunakan untuk simulasi dengan menggunakan proses *Cycle Link* dimana proses ini merupakan hasil kerja dari *Gate Cycle* yang dituangkan dalam *Microsoft Excel*.

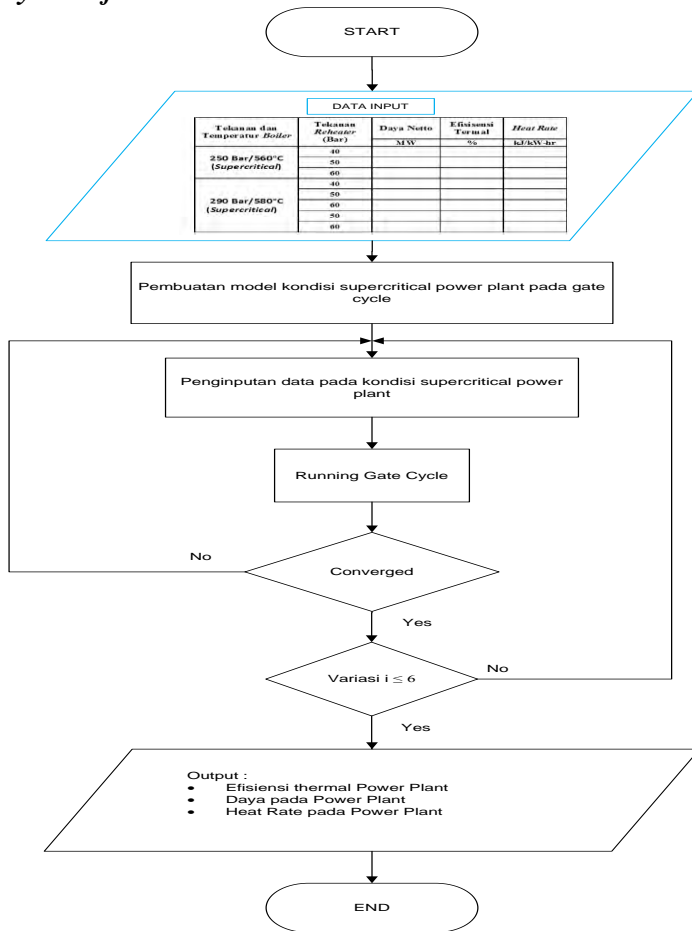
Tabel 3.3 Data *Input* Kondisi PLTU SURALAYA

No	Komponen	Metode	Data Input	Satuan
1	<i>Boiler</i>	<i>Desired Flow</i> <i>Exit Temperatur</i>	1220540 538	Kg/h °C
2	<i>HP-Turbine</i>	<i>Input Pressure</i> <i>Exit Pressure</i>	17000 3970	kPa kPa
3	<i>IP-Turbine</i>	<i>Input Pressure</i> <i>Pressure Extraction</i> <i>I</i>	3970 1670 1080	kPa kPa kPa

		<i>Pressure Extraction 2</i> <i>Exit Pressure</i>	941	kPa
4	<i>LP-Turbine 1</i>	<i>Input Pressure</i> <i>Pressure Extraction 1</i> <i>Pressure Extraction 2</i> <i>Pressure Extraction 3</i> <i>Exit Pressure</i>	941 467 167 56 7	kPa kPa kPa kPa kPa
5	<i>LP-Turbine 2</i>	<i>Input Pressure</i> <i>Pressure Extraction 1</i> <i>Pressure Extraction 2</i> <i>Pressure Extraction 3</i> <i>Exit Pressure</i>	941 467 167 51 7	kPa kPa kPa kPa kPa
6	<i>Condenser</i>	<i>Operating Pressure</i>	7	kPa
7	<i>Pump 1 (CEP-1)</i>	<i>Desired Mass Flow</i> <i>Outlet Pressure</i>	799848 467	kg/h kPa
8	<i>Pump 2 (CEP-2)</i>	<i>Desired Mass Flow</i> <i>Outlet Pressure</i>	121212 467	kg/h kPa
9	<i>Pump 3 (BFP-1)</i>	<i>Desired Mass Flow</i> <i>Outlet Pressure</i>	1220540 17000	kg/h kPa
10	<i>LP Heater 1 (FWH1)</i>	<i>Terminal Temperatur Differential</i>	3,72	°C
11	<i>LP Heater 2 (FWH2)</i>	<i>Terminal Temperatur Differential</i>	2,3	°C
12	<i>LP Heater 3 (FWH3)</i>	<i>Terminal Temperatur Differential</i>	2,34	°C

13	<i>Deaerator</i>	<i>Simple Constant Pressure</i>	467	kPa
14	<i>HP Heater 5 (FWH5)</i>	<i>Terminal Temperatur Differential</i>	- 2,84	°C
15	<i>HP Heater 6 (FWH6)</i>	<i>Terminal Temperatur Differential</i>	- 1,34	°C
17	<i>HP Heater 7 (FWH7)</i>	<i>Terminal Temperatur Differential</i>	- 4,6	°C

3.6 Flowchart Pemodelan kondisi *supercritical* dengan *Gate Cycle Software*



Gambar 3.12 Flowchart pemodelan kondisi *supercritical* dengan *Gate Cycle Software*

BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Dalam perancangan sistem pembangkit perlu di ketahui data awal dari sistem pembangkit tersebut. Data tersebut digunakan untuk menghitung daya dan efisiensi sistem pembangkit tenaga uap dengan menggunakan anlisis termodinamika. Berikut adalah data yang didapat dari sistem pembangkit listrik tenaga uap UBP Suralaya unit 3.

Tabel 4.1 Data Awal Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap UBP Suralaya Unit 3

No	Nama Komponen		Fluida Kerja				
1	Boiler		Inlet	Outlet			
	<i>Flowrate</i>	kg/s	339,04	339,04			
	<i>Temperature</i>	C	235,3	538			
	<i>Entalphy</i>	kJ/kg	984,74	3397,17			
2	Turbine 1		Inlet	Outlet	Outlet (FWH 7)		
	<i>Flowrate</i>	kg/s	339,04	302,16	36,88		
	<i>Temperature</i>	C	538	340,8	340,8		
	<i>Entalphy</i>	kJ/kg	3397,17	3066,412	3066,412		
3	Reheater		Inlet	Outlet			
	<i>Flowrate</i>	kg/s	302,16	302,16			
	<i>Temperature</i>	C	340,8	538			
	<i>Entalphy</i>	kJ/kg	3066,412	3532,4			
4	Turbine 2		Inlet	Outlet	Ekstraksi 1 (FWH 6)	Ekstraksi 2 (FWH 5)	

5	<i>Flowrate</i>		kg/s	302,16	272,43	15,29	13,94
	<i>Temperature</i>		C	538	332,8	385,9	334,8
	<i>Entalphy</i>		kJ/kg	3532,4	3122,93	3302,13	3123,77
	Turbine 3			Inlet	Outlet	Ekstraksi I (Deaerator)	Ekstraksi 2(FWH 3)
5	<i>Flowrate</i>		kg/s	136,98	113,18	7,68	7,57
	<i>Temperature</i>		C	332,8	40,35	247,2	155,3
	<i>Entalphy</i>		kJ/kg	3122,93	2325,77	2957,97	2782,13

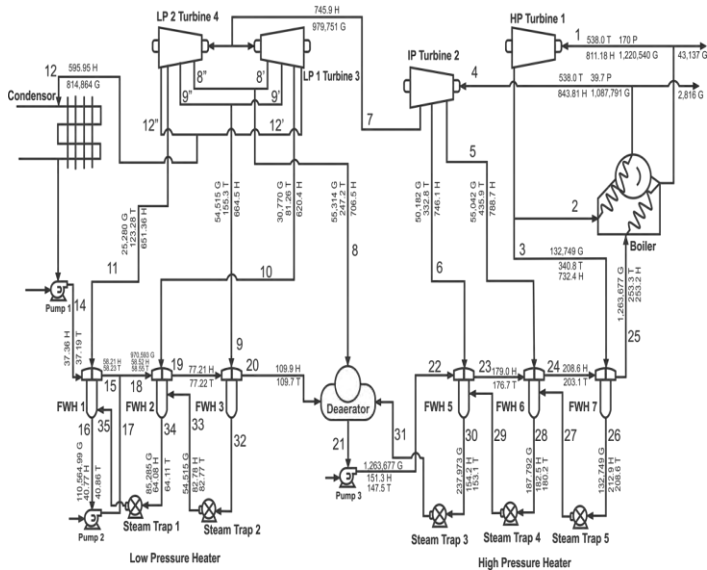
6	Turbine 4			Inlet	Outlet	Ekstraksi I (Deaerator)	Ekstraksi 2(FWH 3)	Ekstraksi 3(FWH 1)
	<i>Flowrate</i>	kg/s		135,45	113,18	7,68	7,57	7,02
	<i>Temperature</i>	C		332,8	40,35	247,2	155,3	62,13
	<i>Entalphy</i>	kJ/kg		3122,93	2325,77	2957,97	2782,13	2486,54
7	Condensor			Inlet	Outlet			
	<i>Flowrate</i>	kg/s		226,35	226,86			
	<i>Temperature</i>	C		40,35	40,35			
	<i>Entalphy</i>	kJ/kg		2325,77	168,85			
8	Feedwater Heater I			Inlet	Outlet	Ekstraksi Inlet	Ekstraksi i Outlet	Drain Inlet
	<i>Flowrate</i>	kg/s		226,86	226,86	7,02	30,71	23,69
	<i>Temperature</i>	C		40,35	58,55	62,13	61,01	64,11
	<i>Entalphy</i>	kJ/kg		168,85	245,01	2486,54	255,35	268,29

9	Feedwater Heater 2		Inlet	Outlet	Ekstraksi Inlet	Ekstraksi Outlet	Drain Inlet
	Flowrate	kg/s	257,57	257,57	8,55	23,69	15,14
	Temperature	C	58,55	77,22	81,27	64,11	82,77
	Entalphy	kJ/kg	245,01	323,26	2597,49	268,29	346,58
10	Feedwater Heater 3		Inlet	Outlet	Ekstraksi Inlet	Ekstraksi Outlet	
	Flowrate	kg/s	257,57	257,57	15,14	15,14	
	Temperature	C	77,22	109,7	155,3	82,77	
	Entalphy	kJ/kg	323,26	460,13	2782,13	346,58	
11	Deaerator		Inlet	Outlet	Ekstraksi Inlet	Drain Inlet	
	Flowrate	kg/s	257,57	339,04	15,37	66,1	
	Temperature	C	109,7	147,5	247,2	153,1	
	Entalphy	kJ/kg	460,13	633,46	2957,97	645,61	
12	Feedwater Heater 5		Inlet	Outlet	Ekstraksi Inlet	Ekstraksi Outlet	Drain Inlet
	Flowrate	kg/s	339,04	339,04	13,94	66,1	52,16
	Temperature	C	147,5	174,7	332,8	153,1	180,2
	Entalphy	kJ/kg	633,46	749,44	3123,77	645,61	764,09
13	Feedwater Heater 6		Inlet	Outlet	Ekstraksi Inlet	Ekstraksi Outlet	Drain Inlet
	Flowrate	kg/s	339,04	339,04	15,29	52,16	36,88
	Temperature	C	174,7	203,1	435,9	180,2	208,6

	<i>Entalphy</i>	<i>kJ/k g</i>	749,4 4	873,3 7	3302,13	764,09	891,37
1 4	<i>Feedwater Heater 7</i>		<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Ekstrak si Inlet</i>	<i>Ekstrak si Outlet</i>	
	<i>Flowrate</i>	<i>kg/s</i>	339,0 4	339,0 4	36,88	36,88	
	<i>Temperat ure</i>	<i>C</i>	203,1	246,3	340,8	208,6	
	<i>Entalphy</i>	<i>kJ/k g</i>	873,3 7	1060, 09	3066,4 1	891,37	

Berikut ini adalah data *Heat amd Mass Balance* yang didapatkan dari pembangkit listrik tenaga uap UBP suralaya unit 3.

Process Flow Diagram



Gambar 4.2 Proses Flow Diagram PLTU Suralaya

Keterangan simbol pada gambar :

G = mass flow (kg / h)

T = Temperatur ($^{\circ}\text{C}$)

H = Entalphy (kJ/kg)

P = Tekanan (kg/cm^2)

4.2 Data Properties Untuk Perhitungan Manual Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap

Analisis daya dan *efisiensi* sistem pembangkit listrik tenaga uap secara termodinamika dilakukan bertujuan sebagai pembandingan hasil daya dan efisiensi yang didapatkan antara perhitungan secara termodinamika dan *gate cycle*. Dengan menggunakan tabel A-4 dan interpolasi, penulis dapat mengetahui nilai *enthalpy* spesifik dari tekanan dan

temperature yang telah diketahui. Berikut ini merupakan tabel *enthalpy* di setiap keadaan:

Tabel 4.2 Data *properties* Komponen Pada Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap

No	Komponen		Tekanan (P) kg/cm ²	Temperatur (T) °C	Entalpi (h) kJ/kg
1	High Pressure Turbine	Inlet	170	538	3397,17
		Ekstraksi Outlet	39,7	340,8	3066,41
		Outlet	39,7	340,8	3066,41
2	Intermediate Pressure Turbine	Inlet	39,7	538	3532,4
		Ekstraksi 1	16,7	435,9	3302,13
		Ekstraksi 2	10,8	351,1	3158,07
		Outlet	9,41	332,8	3122,93
3	Low Pressure Turbine 1	Inlet	9,41	332,8	3122,93
		Ekstraksi 1	4,76	247,2	2957,97
		Ekstraksi 2	1,67	155,3	2782,13
		Ekstraksi 3	0,56	81,27	2597,49
		Outlet	0,07	40,35	2325,77
4	Low Pressure Turbine 2	Inlet	9,41	332,8	3122,93
		Ekstraksi 1	4,76	247,2	2957,97
		Ekstraksi 2	1,67	155,3	2782,13
		Ekstraksi 3	0,51	62,13	2486,54
		Outlet	0,07	40,35	2325,77

4.2.1 Menentukan Kualitas dan *Enthalpy* Spesifik Kondisi 10

Kondisi 10 adalah kondisi dimana ekstraksi 3 dari *low pressure turbine* 1 yang masuk ke *feedwater heater* 2 dengan mengasumsikan proses berlangsung secara *isentropis* yaitu

$s_{10} = s_7$ didapatkan nilai entropi sebesar 7,27 kJ/kg⁰C, sehingga kualitas pada kondisi tersebut diperoleh sebagai berikut :

$$x_{10} = \frac{s_{10} - s_{f10}}{s_{g10} - s_{f10}}$$

$$x_{10} = \frac{7,27 - 1,12}{7,56 - 1,12} = 0.955$$

Dimana x_{10} = kualitas pada kondisi 10

s_{10} = entropi pada kondisi 10

s_{f10} = entropi cair jenuh pada kondisi 10

s_{g10} = entropi uap jenuh pada kondisi 10

Sedangkan untuk *enthalpy* spesifik kondisi 10 dengan menggunakan tabel A-3 dan interpolasi pada tekanan 0,56 kg/cm² dan $x_{10} = 0,955$ diperoleh $h_{10} = 2597,49$ kJ/kg.

4.2.2 Menentukan Kualitas dan *Entalphy* Spesifik Kondisi 11

Kondisi 11 adalah kondisi dimana ekstraksi dari *low pressure turbine* 2 yang masuk ke *feedwater heater* 1 dengan mengasumsikan proses berlangsung secara *isentropis* yaitu $s_{11} = s_7$ didapatkan nilai entropi sebesar 7,27 kJ/kg⁰C, sehingga kualitas pada kondisi tersebut diperoleh sebagai berikut :

$$x_{11} = \frac{s_{11} - s_{f11}}{s_{g11} - s_{f11}}$$

$$x_{11} = \frac{7,27 - 1,0965}{7,5877 - 1,0965} = 0.951$$

Dimana x_{11} = kualitas pada kondisi 11

s_{11} = entropi pada kondisi 11

s_{f11} = entropi cair jenuh pada kondisi 11

s_{g11} = entropi uap jenuh pada kondisi 11

Sedangkan untuk *enthalpy* spesifik kondisi 11 dengan menggunakan tabel A-3 dan interpolasi pada tekanan 0,51 kg/cm² dan $x_{11} = 0,951$ diperoleh $h_{11} = 2486,54$ kJ/kg.

4.2.3 Menentukan Kualitas dan *Enthalpy* Spesifik Kondisi 12

Kondisi 12 adalah kondisi dimana ekstraksi dari *main outlet low pressure turbine* 1 dan 2 yang masuk ke kondensor, dengan mengasumsikan proses berlangsung secara *isentropis* yaitu $s_{12} = s_7$ didapatkan nilai entropi sebesar 7,27 kJ/kg⁰C, sehingga kualitas pada kondisi tersebut diperoleh sebagai berikut :

$$x_{12} = \frac{s_{12} - s_{f12}}{s_{g12} - s_{f12}}$$

$$x_{12} = \frac{7,27 - 0,5568}{8,2796 - 0,5568} = 0.87$$

Dimana x_{12} = kualitas pada kondisi 12

s_{12} = entropi pada kondisi 12

s_{f12} = entropi cair jenuh pada kondisi 12

s_{g12} = entropi uap jenuh pada kondisi 12

Sedangkan untuk *enthalpy* spesifik kondisi 12 dengan menggunakan tabel A-3 dan interpolasi pada tekanan 0,07 kg/cm² dan $x_{12} = 0,87$ diperoleh $h_{12} = 2325,77$ kJ/kg.

4.2.4 Menentukan *Enthalpy* Spesifik Pada Pompa 1

Pompa 1 pada sistem pembangkit ini berada diantara kondensor dan *feedwater heater* 1 seperti diperlihatkan gambar 4.2. Untuk menentukan *enthalpy* spesifik keluaran pompa 1 diperlukan beberapa data dari tabel 4.2 dan tabel A-3. Data tersebut adalah sebagai berikut :

$$P_{13} = 0,07 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$P_{14} = 4,76 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$v_{13} = 1,0074 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h_{13} = 168,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dari data tersebut *enthalpy* spesifik keluaran pompa 1 adalah sebagai berikut :

$$h_{14} = h_{13} + v_{13}(P_{14} - P_{13})$$

$$\begin{aligned} h_{14} &= 168,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ &\quad + 1,0074 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (4,76 \\ &\quad - 0,07) \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left| \frac{98066,5 \text{ N/m}^2}{\text{kg/cm}^2} \right| \left| \frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N.m}} \right| \\ h_{14} &= 169,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

4.2.5 Menentukan *Entalphy* Spesifik Keluaran Pompa 2

Pompa 2 pada sistem pembangkit ini berada diantara *feedwater heater* 1 dan *feedwater heater* 2 seperti diperlihatkan gambar 4.2. Untuk menentukan *enthalpy* spesifik keluaran pompa 2 diperlukan beberapa data dari tabel 4.2 dan tabel A-3. Data tersebut adalah sebagai berikut :

$$P_{16} = 0,51 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$P_{17} = 4,76 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$v_{16} = 1,0303 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$h_{16} = 255,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dari data tersebut *enthalpy* spesifik keluaran pompa 2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 h_{17} &= h_{16} + v_{16}(P_{17} - P_{16}) \\
 h_{17} &= 255,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 &\quad + 1,0303 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (4,76 \\
 &\quad - 0,51) \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left| \frac{98066,5 \text{ N/m}^2}{\text{kg/cm}^2} \right| \frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N.m}} \\
 h_{17} &= 255,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

4.2.6 Menentukan *Entalphy* Spesifik Keluaran Pompa 3

Pompa 3 pada sistem pembangkit ini berada diantara *deaerator* dan *feedwater heater* 5 seperti diperlihatkan gambar 4.2. Untuk menentukan *enthalpy* spesifik keluaran pompa 2 diperlukan beberapa data dari tabel 4.2 dan tabel A-3. Data tersebut adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 P_{21} &= 4,76 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \\
 P_{22} &= 170 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \\
 v_{21} &= 1,0905 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\
 h_{21} &= 633,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

Dari data tersebut *enthalpy* spesifik keluaran pompa 2 adalah sebagai berikut :

$$h_{22} = h_{21} + v_{21}(P_{22} - P_{21})$$

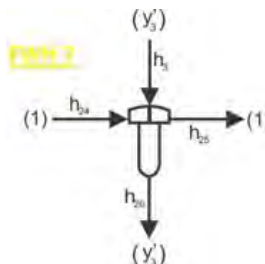
$$\begin{aligned}
 h_{22} &= 633,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 &\quad + 1,0905 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} (170 \\
 &\quad - 4,76) \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \left| \frac{98066,5 \text{ N/m}^2}{\text{kg/cm}^2} \right| \frac{1 \text{ kJ}}{10^3 \text{ N.m}} \left| \right. \\
 h_{22} &= 651,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

4.3 Menentukan Fraksi Massa Yang Dibutuhkan Pada Setiap *Feedwater heater*

Pada pembangkit tenaga uap suralaya *intermediate pressure turbine* dan *low pressure turbine* diekstraksi untuk memanaskan fluida kerja masuk ke *boiler* dimana perpindahan panas antara *water* dan *steam* dari ekstraksi turbin terjadi di *feedwater heater*. Sehingga fraksi massa ekstraksi dari turbin yang masuk ke *feedwater heater* perlu diperhatikan karena mempengaruhi performa dari sistem pembangkit.

4.3.1 Menentukan Fraksi Massa Pada *Feedwater Heater* 7

Pada *feedwater heater* 7 terdapat fraksi massa *steam* dari *main outlet high pressure turbine* yang masuk, diperlihatkan pada gambar 4.3 dengan simbol y'_3 .



Gambar 4.3 *Feedwater Heater* 7

Untuk menghitung fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 7 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 yang telah didapatkan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy steam

$$h_3 = 3066,41 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{26} = 891,37 \frac{kJ}{kg}$$

Enthalpy water

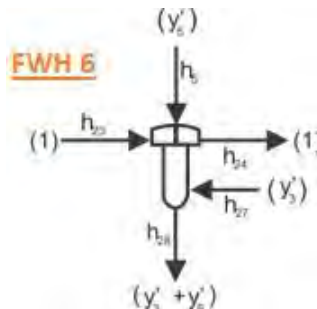
$$h_{24} = 873,37 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{25} = 1060,09 \frac{kJ}{kg}$$

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 7 dapat diketahui.

$$\begin{aligned} y'_3(h_3 - h_{26}) &= h_{25} - h_{24} \\ y'_3 &= \frac{h_{25} - h_{24}}{h_3 - h_{26}} \\ y'_3 &= \frac{1060,09 - 873,37}{3066,41 - 891,37} = 0,0858 \end{aligned}$$

4.3.2 Menentukan Fraksi Massa Pada *Feedwater Heater* 6

Pada *feedwater heater* 6 terdapat fraksi massa *steam* dari ekstraksi pertama *intermediate pressure turbine* yang masuk, diperlihatkan pada gambar 4.4 dengan simbol y'_5 .



Gambar 4.4 Feedwater Heater 6

Untuk menghitung fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 6 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 yang telah didapatkan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy steam

$$h_5 = 3302,13 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{27} = 891,37 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \\ h_{28} = 764,09 \frac{kJ}{kg}$$

Enthalpy water

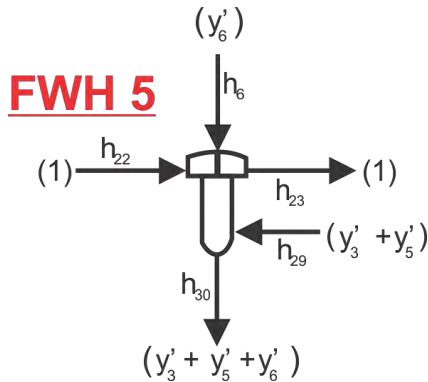
$$h_{23} = 749,44 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{24} = 873,37 \frac{kJ}{kg}$$

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 6 dapat diketahui.

$$y'_5(h_5 - h_{28}) + y'_3(h_{27} - h_{28}) = h_{24} - h_{23} \\ y'_5 = \frac{(h_{24} - h_{23}) - y'_3(h_{27} - h_{28})}{(h_5 - h_{28})} \\ y'_5 = \frac{(873,37 - 749,44) - 0,0858(891,37 - 764,09)}{3302,13 - 764,09} \\ = 0,0445$$

4.3.3 Menentukan Fraksi Massa Pada Feedwater Heater 5

Pada *feedwater heater* 5 terdapat fraksi massa *steam* dari ekstraksi kedua *intermediate pressure turbine* yang masuk, diperlihatkan pada gambar 4.5 dengan simbol y'_6 .



Gambar 4.5 *Feedwater Heater 5*

Untuk menghitung fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater 5* diperlukan beberapa data awal pada tabel 4

.1 yang telah didapatkan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy steam

$$h_6 = 3123,77 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{29} = 764,09 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan}$$

$$h_{30} = 645,61 \frac{kJ}{kg}$$

Enthalpy water

$$h_{22} = 633,46 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{23} = 749,44 \frac{kJ}{kg}$$

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater 5* dapat diketahui.

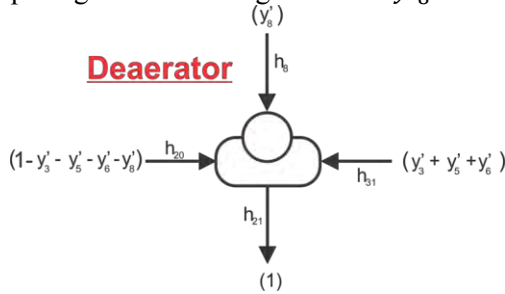
$$y'_6(h_6 - h_{30}) + (y'_3 + y'_5)(h_{29} - h_{30}) = h_{23} - h_{22}$$

$$y'_6 = \frac{(h_{23} - h_{22}) - (y'_3 + y'_5)(h_{29} - h_{30})}{(h_6 - h_{30})}$$

$$y'_6 = \frac{(749,44 - 633,46) - (0,0858 + 0,0445)(764,09 - 645,61)}{3123,77 - 645,61} = 0,0406$$

4.3.4 Menentukan Fraksi Massa Pada Deaerator

Pada *deaerator* terdapat fraksi massa *steam* dari ekstraksi pertama *low pressure turbine* 1 dan 2 yang masuk, diperlihatkan pada gambar 4.6 dengan simbol y'_8 .



Gambar 4.6 Deaerator

Untuk menghitung fraksi massa *steam* masuk *deaerator* diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 yang telah didapatkan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy steam

$$h_8 = 2957,97 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{31} = 645,61 \frac{kJ}{kg}$$

Enthalpy water

$$h_{20} = 460,13 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{21} = 633,46 \frac{kJ}{kg}$$

Dari data tersebut nilai fraksi massa yang masuk ke *deaerator* adalah sebagai berikut :

$$(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8)h_{20} + y'_8h_8 + (y'_3 + y'_5 + y'_6)h_{31} - h_{21} = 0$$

$$(1 - (y'_3 + y'_5 + y'_6) - y'_8)h_{20} + y'_8h_8 + (y'_3 + y'_5 + y'_6)h_{31} - h_{21} = 0$$

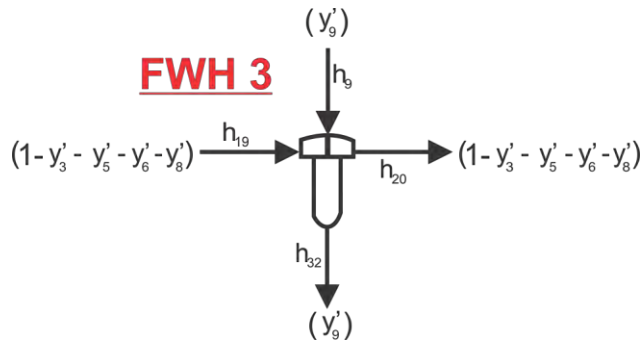
$$y'_8 = \frac{(h_{21} - h_{20}) - (y'_3 + y'_5 + y'_6)(h_{31} - h_{20})}{(h_8 - h_{20})}$$

$$y'_8 = \frac{(633,46 - 460,13) - (0,0858 + 0,0445 + 0,0406)(645,61 - 460,13)}{(2957,97 - 460,13)}$$

$$y'_8 = 0,0567$$

4.3.5 Menentukan Fraksi Massa Pada Feedwater Heater 3

Pada *feedwater heater* 3 terdapat fraksi massa *steam* dari ekstraksi kedua *low pressure turbine* 1 dan 2 yang masuk, diperlihatkan pada gambar 4.7 dengan simbol y'_9 .



Gambar 4.7 Feedwater Heater 3

Untuk menghitung fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 3 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 yang telah didapatkan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy steam

$$h_9 = 2782,13 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{32} = 346,58 \frac{kJ}{kg}$$

Enthalpy water

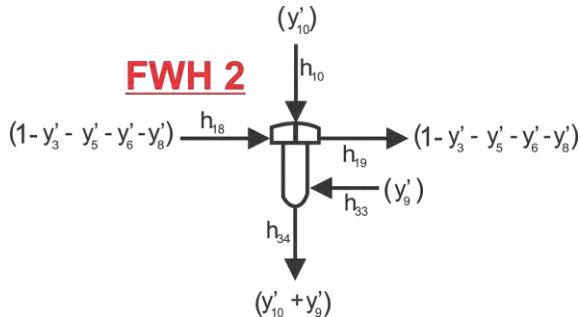
$$h_{19} = 323,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{dan} \quad h_{20} = 460,13 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dari data tersebut nilai fraksi massa yang masuk ke *feedwater heater* 3 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} y'_9(h_9 - h_{32}) &= (1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8)(h_{20} - h_{19}) \\ y'_9 &= \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8)(h_{20} - h_{19})}{h_9 - h_{32}} \\ y'_9 &= \frac{0,7724(460,13 - 323,26)}{2782,13 - 346,58} = 0,0434 \end{aligned}$$

4.3.6 Menentukan Fraksi Massa Pada *Feedwater Heater* 2

Pada *feedwater heater* 2 terdapat fraksi massa *steam* dari ekstraksi ketiga *low pressure turbine* 1 yang masuk, diperlihatkan pada gambar 4.8 dengan simbol y'_{10} .



Gambar 4.8 *Feedwater Heater* 2

Untuk menghitung fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 2 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 yang telah didapatkan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy steam

$$\begin{aligned} h_{10} &= 2597,49 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}, & h_{33} &= 346,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} & \text{dan} \\ h_{34} &= 268,29 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Enthalpy water

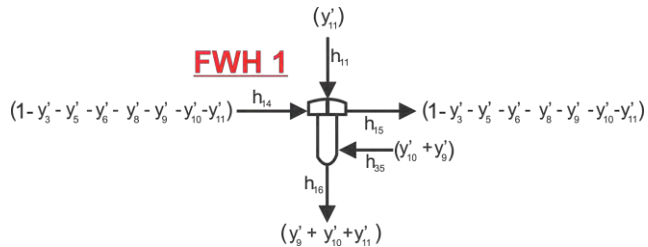
$$h_{18} = 245,01 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{19} = 323,49 \frac{kJ}{kg}$$

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 2 dapat diketahui.

$$\begin{aligned} y'_{10}(h_{10} - h_{34}) + y'_9(h_{33} - h_{34}) \\ &= (1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8)(h_{19} - h_{18}) \\ y'_{10} &= \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8)(h_{19} - h_{18}) - y'_9(h_{33} - h_{34})}{(h_{10} - h_{34})} \\ y'_{10} &= \frac{0,7724(323,49 - 245,01) - 0,0434(346,58 - 268,29)}{2597,49 - 268,29} \\ &= 0,0246 \end{aligned}$$

4.3.7 Menentukan Fraksi Massa Pada *Feedwater Heater* 1

Pada *feedwater heater* 1 terdapat fraksi massa *steam* dari ekstraksi ketiga *low pressure turbine* 2 yang masuk, diperlihatkan pada gambar 4.9 dengan simbol y'_{11} .



Gambar 4.9 *Feedwater Heater* 1

Untuk menghitung fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 1 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 yang telah didapatkan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy steam

$$h_{11} = 2486,54 \frac{kJ}{kg}, \quad h_{35} = 268,29 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan}$$

$$h_{16} = 255,35 \frac{kJ}{kg}$$

Enthalpy water

$$h_{14} = 168,85 \frac{kJ}{kg} \quad \text{dan} \quad h_{15} = 245,01 \frac{kJ}{kg}$$

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya fraksi massa *steam* masuk *feedwater heater* 1 dapat diketahui.

$$\begin{aligned} y'_{11}(h_{11} - h_{16}) + (y'_9 + y'_{10})(h_{35} - h_{16}) \\ = (1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8 - y'_9 - y'_{10} \\ - y'_{11})(h_{15} - h_{14}) \\ y'_{11} = \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8 - y'_{10})(h_{15} - h_{14}) - (y'_9 + y'_{10})(h_{35} - h_{16})}{(h_{11} - h_{16}) + (h_{15} - h_{14})} \\ y'_{11} = \frac{0,7044(245,01 - 168,85) - 0,068(268,29 - 255,35)}{(2486,54 - 255,35) + (245,01 - 168,85)} \\ = 0,0229 \end{aligned}$$

4.4 Menentukan Daya Yang Dihasilkan Steam Turbin

Turbin pada sistem pembangkit tenaga uap merupakan komponen yang sangat penting karena kerja dari turbin digunakan untuk menggerakkan generator yang akan menghasilkan energi listrik. Untuk itu daya turbin perlu dihitung supaya kebutuhan daya generator terpenuhi serta tidak melebihi kapasitas generator.

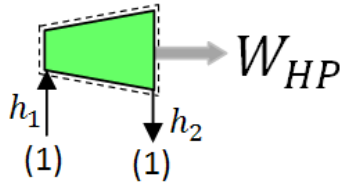
4.4.1 Menentukan Daya High Pressure Turbine

Untuk menghitung daya pada *high pressure turbine* diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1. Adapun data awal tersebut adalah sebagai berikut:

$$h_1 = 3397,17 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 3066,412 \frac{kJ}{kg}$$

Berikut merupakan gambar *control volume high pressure turbine* :



Gambar 4.10 *High Pressure Turbine*

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya daya *high pressure turbine* dapat diketahui.

$$\frac{W_{HPT}}{\dot{m}} = (h_1 - h_2)$$

$$\frac{W_{HPT}}{\dot{m}} = (3397,17 - 3066,412)$$

$$\frac{W_{HPT}}{\dot{m}} = 330,758 \frac{kJ}{kg}$$

4.4.2 Menentukan Daya *Intermediate Pressure Turbine*

Untuk menghitung daya pada *intermediate pressure turbine* diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1. Adapun data awal tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy

$$h_4 = 3532,4 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_5 = 3302,13 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_6 = 3123,77 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_7 = 3122,93 \frac{kJ}{kg}$$

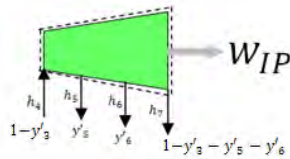
Fraksi massa

$$y'_3 = 0,0858$$

$$y'_5 = 0,0445$$

$$y'_6 = 0,0406$$

Berikut merupakan gambar *control volume intermediate pressure turbine* :



Gambar 4.11 *Intermediate Pressure Turbine*

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya daya *intermediate pressure turbine* dapat diketahui.

$$\frac{W_{IPT}}{\dot{m}} = (1 - y'_3)(h_4 - h_5) + (1 - y'_3 - y'_5)(h_5 - h_6) + (1 - y'_3 - y'_5 - y'_6)(h_6 - h_7)$$

$$\begin{aligned} \frac{W_{IPT}}{\dot{m}} &= (1 - 0,0858)(3532,4 - 3302,13) \\ &\quad + (1 - 0,0858 - 0,0445)(3302,13 - 3123,77) \\ &\quad + (1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406)(3123,77 - 3122,93) \end{aligned}$$

$$\frac{W_{IPT}}{\dot{m}} = 366,329 \frac{kJ}{kg}$$

4.4.2 Menentukan Daya Low Pressure Turbine 1

Untuk menghitung daya pada *low pressure turbine* 1 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1. Adapun data awal tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy

$$h_7 = 3122,93 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{8'} = 2957,97 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{9'} = 2782,13 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{10} = 2597,49 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{12'} = 2325,77 \frac{kJ}{kg}$$

Fraksi massa

$$y'_3 = 0,0858$$

$$y'_5 = 0,0445$$

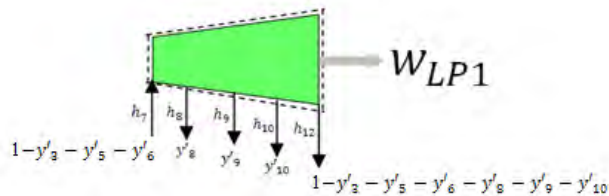
$$y'_6 = 0,0406$$

$$y'_8 = 0,0567$$

$$y'_9 = 0,0434$$

$$y'_{10} = 0,0246$$

Berikut merupakan gambar *control volume low pressure turbine 1* :



Gambar 4.12 *Low Pressure Turbine 1*

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya daya *low pressure turbine 1* dapat diketahui.

$$\begin{aligned}\frac{W_{LPT1}}{\dot{m}} &= \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6)}{2} (h_7 - h_8') \\ &+ \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8)}{2} (h_8' - h_9') \\ &+ \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8 - y'_9)}{2} (h_9' - h_{10}) \\ &+ \left(\frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8 - y'_9)}{2} - y'_{10} \right) (h_{10} - h_{12}')$$

$$\begin{aligned}\frac{W_{LPT1}}{\dot{m}} &= \frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406)}{2} (3122,93 - 2957,97) \\ &+ \frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406 - 0,0567)}{2} (2957,97 - 2782,13) \\ &+ \frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406 - 0,0567 - 0,0434)}{2} (2782,13 \\ &- 2597,49) \\ &+ \left(\frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406 - 0,0567 - 0,0434)}{2} \right. \\ &\left. - 0,0246 \right) (2597,49 - 2325,77)\end{aligned}$$

$$\frac{W_{LPT1}}{\dot{m}} = 295,953 \frac{kJ}{kg}$$

4.4.3 Menentukan Daya Low Pressure Turbine 2

Untuk menghitung daya pada *low pressure turbine 2* diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1. Adapun data awal tersebut adalah sebagai berikut :

Enthalpy

$$h_7 = 3122,93 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{8''} = 2957,97 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{9''} = 2782,13 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{11} = 2486,54 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{12}'' = 2325,77 \frac{kJ}{kg}$$

Fraksi massa

$$y'_3 = 0,0858$$

$$y'_5 = 0,0445$$

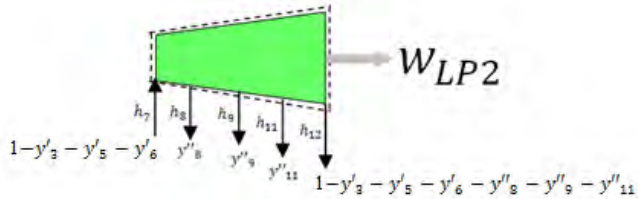
$$y'_6 = 0,0406$$

$$y'_8 = 0,0567$$

$$y'_9 = 0,0434$$

$$y'_{11} = 0,0229$$

Berikut merupakan gambar *control volume low pressure turbine 2* :



Gambar 4.13 *Low Pressure Turbine 2*

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya daya *low pressure turbine 2* dapat diketahui.

$$\begin{aligned} \frac{W_{LPT2}}{\dot{m}} = & \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6)}{2} (h_7 - h_8'') \\ & + \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8)}{2} (h_8'' - h_9'') \\ & + \frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8 - y'_9)}{2} (h_9'' - h_{11}) \\ & + \left(\frac{(1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8 - y'_9)}{2} \right. \\ & \left. - y'_{11} \right) (h_{11} - h_{12}'') \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{W_{LPT2}}{\dot{m}} &= \frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406)}{2} (3122,93 - 2957,97) \\ &+ \frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406 - 0,0567)}{2} (2957,97 \\ &- 2782,13) \\ &+ \frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406 - 0,0567 - 0,0434)}{2} (2782,13 \\ &- 2486,54) \\ &+ \left(\frac{(1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406 - 0,0567 - 0,0434)}{2} \right. \\ &\left. - 0,0229 \right) (2486,54 - 2325,77) \end{aligned}$$

$$\frac{W_{LPT2}}{\dot{m}} = 298,955 \frac{kJ}{kg}$$

4.5 Menentukan Daya Yang Dibutuhkan Pompa

Pompa juga termasuk komponen penting dalam sistem pembangkit tenaga uap. Sehingga kerja yang dibutuhkan pompa perlu diperhitungkan agar supaya tidak terjadi rasio kerja balik. Rasio kerja balik terjadi ketika kerja yang dibutuhkan pompa lebih besar daripada kerja yang dihasilkan turbin.

4.5.1 Menentukan Daya Pompa 1

Untuk menghitung daya yang dibutuhkan pompa 1 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 dan data hasil perhitungan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :
Entalphy fluida kerja pada sisi *inlet* dan *outlet* :

$$h_{13} = 168,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{14} = 169,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Adapun data fraksi massa ekstraksi pada semua turbin yang sudah dihitung adalah sebagai berikut :

$$y'_3 = 0,0858$$

$$y'_5 = 0,0445$$

$$y'_6 = 0,0406$$

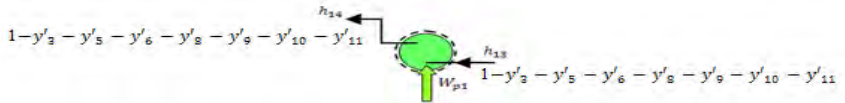
$$y'_8 = 0,0567$$

$$y'_9 = 0,0434$$

$$y'_{10} = 0,0246$$

$$y'_{11} = 0,0229$$

Berikut merupakan gambar *control volume* pada pompa 1 :



Gambar 4.14 Pompa 1

Dari data awal dan data hasil perhitungan yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya daya yang dibutuhkan pompa 1 dapat diketahui.

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = (1 - y'_3 - y'_5 - y'_6 - y'_8 - y'_9 - y'_{10} - y'_{11})(h_{14} - h_{13})$$

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = (1 - 0,0858 - 0,0445 - 0,0406 - 0,0567 - 0,0434 - 0,0246 - 0,0229)(169,31 - 168,85)$$

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = 0,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.5.2 Menentukan Daya Pompa 2

Untuk menghitung daya yang dibutuhkan pompa 2 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 dan data hasil perhitungan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Entalphy fluida kerja pada sisi *inlet* dan *outlet* :

$$h_{16} = 255,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{17} = 255,78 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

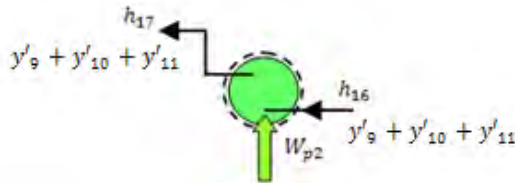
Adapun data fraksi massa ekstraksi pada turbin yang sudah dihitung adalah sebagai berikut :

$$y'_9 = 0,0434$$

$$y'_{10} = 0,0246$$

$$y'_{11} = 0,0229$$

Berikut merupakan gambar *control volume* pada pompa 2 :



Gambar 4.15 Pompa 2

Dari data awal dan data hasil perhitungan yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya daya yang dibutuhkan pompa 2 dapat diketahui.

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = (y'_9 + y'_{10} + y'_{11})(h_{17} - h_{16})$$

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = (0,0434 + 0,0246 + 0,0229)(255,78 - 255,35)$$

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = 0,039 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.5.3 Menentukan Daya Pompa 3

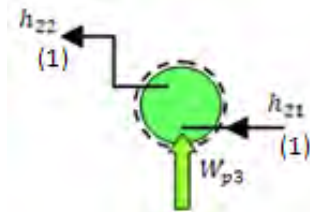
Untuk menghitung daya yang dibutuhkan pompa 3 diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1 dan data hasil perhitungan. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut :

Entalphy fluida kerja pada sisi *inlet* dan *outlet* :

$$h_{21} = 633,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{22} = 651,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Berikut merupakan gambar *control volume* pada pompa 3 :



Gambar 4.16 Pompa 3

Dari data awal dan data hasil perhitungan yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya daya yang dibutuhkan pompa 3 dapat diketahui.

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = (h_{22} - h_{21})$$

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = (651,31 - 633,46)$$

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = 17,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.6 Menentukan Kalor Yang Dibutuhkan Boiler

Pada *boiler* terjadi proses pembakaran yang berfungsi mengubah fluida cair yang dipompa menjadi uap (*steam*) bertekanan untuk menggerakkan turbin. *Boiler* pada sistem pembangkit ini juga terdapat pemanas ulang (*reheater*). Untuk menghitung kalor yang dibutuhkan *boiler* dan *reheater* diperlukan beberapa data awal pada tabel 4.1. Adapun data tersebut adalah sebagai berikut:

Entalphy fluida kerja pada sisi *inlet* dan *outlet* :

$$h_{25} = 984,74 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

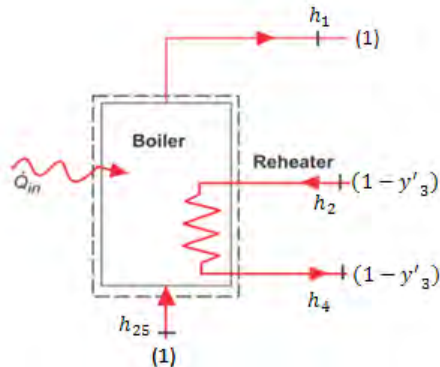
$$h_2 = 3066,412 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_1 = 3397,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_4 = 3532 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Adapun fraksi massa untuk menghitung kalor yang dibutuhkan *reheater* $y'_3 = 0,0858$

Berikut *gambar control volume boiler dan reheater* :



Gambar 4.17 *Boiler dan Reheater*

Dari data awal yang didapatkan dengan menggunakan persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi besarnya kalor yang dibutuhkan *boiler* dan *reheater* dapat diketahui.

Boiler

$$\frac{\dot{Q}_{boiler}}{\dot{m}} = (h_1 - h_{25})$$

$$\frac{\dot{Q}_{boiler}}{\dot{m}} = (3397,17 - 984,74)$$

$$\frac{\dot{Q}_{boiler}}{\dot{m}} = 2412,43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Reheater

$$\frac{\dot{Q}_{reheater}}{\dot{m}} = (1 - y'_3)(h_4 - h_2)$$

$$\frac{\dot{Q}_{reheater}}{\dot{m}} = (1 - 0,0858)(3532 - 3066,412)$$

$$\frac{\dot{Q}_{reheater}}{\dot{m}} = 425,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

4.7 Menentukan Daya Netto Dari Sistem Pembangkit Tenaga Uap

Untuk menghitung daya netto dari system pembangkit tenaga uap dibutuhkan data laju aliran massa yang masuk ke boiler. Adapun data aliran massa tersebut adalah sebagai berikut :

$$\dot{m} = 327,12 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Besarnya daya sistem pembangkit yang dibutuhkan pada sistem pembangkit adalah:

$$\begin{aligned} W_{siklus} = & \left(\dot{W}_{HPT}/\dot{m} + \dot{W}_{IPT}/\dot{m} + \dot{W}_{LPT1}/\dot{m} + \dot{W}_{LPT2}/\dot{m} \right. \\ & \left. - \left(\dot{W}_{p1}/\dot{m} + \dot{W}_{p2}/\dot{m} + \dot{W}_{p3}/\dot{m} \right) \right) * \dot{m}_1 \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{siklus} = ((330,758 + 366,329 + 295,953 + 298,955) - (0,31 + 0,039 + 17,85)) 327,12$$

$$\dot{W}_{siklus} = 416,73 \text{ MW}$$

4.8 Menentukan Efisiensi *Thermal* Dari Sistem Pembangkit Tenaga Uap

Untuk menghitung efisiensi dari sistem pembangkit tenaga uap dibutuhkan data sebagai berikut :

Daya yang dihasilkan *steam* turbin

$$\frac{W_{HPT}}{\dot{m}} = 330,758 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{W_{IPT}}{\dot{m}} = 366,329 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{W_{LPT1}}{\dot{m}} = 295,953 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{W_{LPT2}}{\dot{m}} = 298,955 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Daya yang dibutuhkan pompa

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = 0,31 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = 0,039 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = 17,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Kalor yang dibutuhkan oleh *boiler* dan *reheat*

$$\frac{\dot{Q}_{boiler}}{\dot{m}} = 2412,43 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{\dot{Q}_{reheater}}{\dot{m}} = 425,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dengan menggunakan nilai-nilai diatas, efisiensi *thermal* adalah :

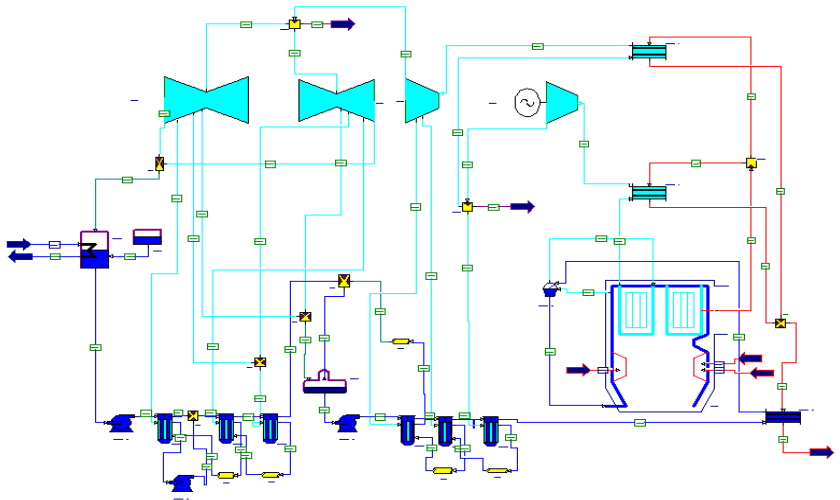
$$\eta = \frac{\dot{W}_{HPT}/\dot{m} + \dot{W}_{IPT}/\dot{m} + \dot{W}_{LPT1}/\dot{m} + \dot{W}_{LPT2}/\dot{m} - (\dot{W}_{p1}/\dot{m} + \dot{W}_{p2}/\dot{m} + \dot{W}_{p3}/\dot{m})}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}_1 + \dot{Q}_{in}/\dot{m}_{(3-16)}}$$

$$\eta = \frac{330,758 + 366,329 + 295,953 + 298,955 - (0,31 + 0,039 + 17,85)}{2412,43 + 425,64}$$

$$\eta = 0,41$$

4.9 Analisis Pemodelan Sistem Pembangkit Tenaga Uap Pada Kondisi *Sub-critical*

PFD (*Process Flow Diagram*) merupakan acuan dalam memodelkan sistem pembangkit tenaga uap keadaan *sub-critical* pada *software gate cycle*. Dari PFD pembangkit tenaga uap Suralaya dapat diketahui komponen-komponennya pada *gate cycle* yaitu meliputi komponen *boiler* yang terdiri dari *fossil boiler*, *superheater*, *reheater*, *drum*, dan *economizer*, serta komponen lain seperti *pipe loss*, *mixer*, *spliter*, *makeup*, 6 *closed feedwater heater*, *deaerator*, 3 pompa dan 3 tahap steam turbin yaitu *high pressure*, *intermediate* dan *low pressure*. Komponen-komponen tersebut kemudian disusun sesuai dengan PFD PLTU Suralaya seperti gambar 4.18.



Gambar 4.18 Hasil model sistem pembangkit tenaga uap
kondisi *sub-critical*

Setelah disusun sesuai PFD, selanjutnya setiap komponen diinputkan data variabel sesuai dengan *heat and mass balance*. Kemudian dijalankan (*Running*) hingga *convergence* untuk mengetahui performa pembangkit.

Berdasarkan hasil *running* pembangkit tenaga uap pada kondisi *sub-critical* pada *gate cycle* didapatkan daya sebesar 410 MW, efisiensi 40% dan *heat rate* 9018,27 kJ/kW-h. Hasil tersebut terdapat perbedaan antara *gate cycle* dengan perhitungan termodinamika. Adapun perbedaan tersebut diperlihatkan pada tabel 4.3 dan 4.4.

Tabel 4.3 Validasi data properti hasil *manual* dan *running gatecycle*

Komponen		Temperatur		tekanan		entalpi	
		°C		kg/cm2		kJ/kg	
		Gate Cycle	Manual	Gate Cycle	Manual	Gate Cycle	Manual
HP turbin	inlet	538	538	170	170	3392,36	3397,17
	outlet	339,55	340,8	39,7	39,7	3066,41	3066,41
IP turbin	inlet	538	538	39,7	39,7	3532,1	3532,4
	ekstraksi 1	414,54	435,9	16,7	16,7	3284,22	3302,13
	ekstraksi 2	356,72	351,1	10,8	10,8	3169,92	3158,07
	outlet	337,81	332,8	9,41	9,41	3132,58	3122,93
LP turbin 1	inlet	337,81	332,8	9,41	9,41	3132,58	3122,93
	ekstraksi 1	258,96	247,2	4,76	4,76	2979,63	2957,97
	ekstraksi 2	152,12	155,3	1,67	1,67	2775,18	2782,13
	ekstraksi 3	84,18	81,27	0,56	0,56	2603,66	2597,49
	outlet	39	40,35	0,07	0,07	2325,77	2325,77
LP turbin 2	inlet	337,81	332,8	9,41	9,41	3132,58	3122,93
	ekstraksi 1	258,96	247,2	4,76	4,76	2979,63	2957,97
	ekstraksi 2	152,12	155,3	1,67	1,67	2775,18	2782,13
	ekstraksi 3	81,82	62,13	0,51	0,51	2590,07	2486,54
	outlet	39	40,35	0,07	0,07	2325,77	2325,77
Pompa 1	inlet	39,03	40,35	0,07	0,07	163,04	168,85
	outlet	39,06	40,35	4,76	4,76	163,6	169,31
Pompa	inlet	44,06	61,01	0,5	0,51	184,1	255,55

2	outlet	44,09	61,01	4,76	4,76	184,6	255,78
Pompa 3	inlet	140,01	147,5	4,76	4,76	588,8	633,46
	outlet	142,4	147,5	170	170	609,79	651,13
Boiler	inlet	241,7	235,3	170	170	1046,8 1	984,74
	outlet	538	538	170	170	3392,3 6	3397,1 7
Reheate r	inlet	339,55	340,8	39,7	39,7	3066,4 1	3066,4 1
	outlet	538	538	39,7	39,7	3532,1	3532,4

Tabel 4.3 merupakan tabel data *properties* setiap komponen pada pembangkit tenaga uap Suralaya hasil *running gate cycle* yang dikomparasi dengan data *properties* yang akan digunakan untuk perhitungan manual termodinamika.

Tabel 4.4 Komparasi performa pembangkit pada *gate cycle* dan termodinamika

Komponen	Satuan	Gate Cycle	Manual
HP Turbin	kW	108142	110980,2
IP Turbin	kW	116630	118200,2
LP Turbin 1	kW	99579	100339,9
LP Turbin 2	kW	101264	101300
Pompa 1	kW	127,25	105,1024
Pompa 2	kW	16,29	13,22256
Pompa 3	kW	6963,7	6051,864
Boiler	kW	1027070	962219,3
Efisiensi	%	40	41

Tabel 4.4 merupakan hasil perhitungan secara detail pada tiap komponen dengan menggunakan *gate cycle* dan perhitungan manual termodinamika. Perhitungan tiap

komponen tersebut digunakan sebagai komparasi antara hasil dari *gate cycle* terhadap perhitungan manual secara analisis termodinamika. Hasil dari perhitungan tersebut terdapat selisih yang tidak terlalu signifikan. Dari perbedaan nilai diatas penulis dapat membuat dan mengetahui selisih suatu sistem pembangkit dengan daya 410 MW antara metode perhitungan secara termodinamika dengan menggunakan *software gate cycle*. Adapun selisih perhitungan tersebut terjadi dikarenakan oleh beberapa hal yaitu pada *software gate cycle*, laju aliran massa yang tidak bisa diatur sesuai dengan keadaan aktualnya dan penulis mengambil langkah dengan menetapkan keluaran daya pada sistem pembangkit sama dengan data aktual yaitu 410 MW. Selain itu perhitungan manual menggunakan keadaan secara *isentropis* sedangkan pada *software gatecycle* perhitungan menggunakan keadaan secara *actual*.

Adapun efisiensi yang didapatkan pada perhitungan termodinamika berdasarkan data yang didapatkan dari PLTU Suralaya adalah 41%, sedangkan efisiensi dari hasil simulasi yang dilakukan pada *gate cycle* adalah 40%. Dari hasil yang telah kita dapatkan diatas, adanya selisih antara perhitungan termodinamika dari data PLTU Suralaya dengan hasil simulasi pada *software gate cycle* yang disebabkan oleh beberapa faktor antara lain:

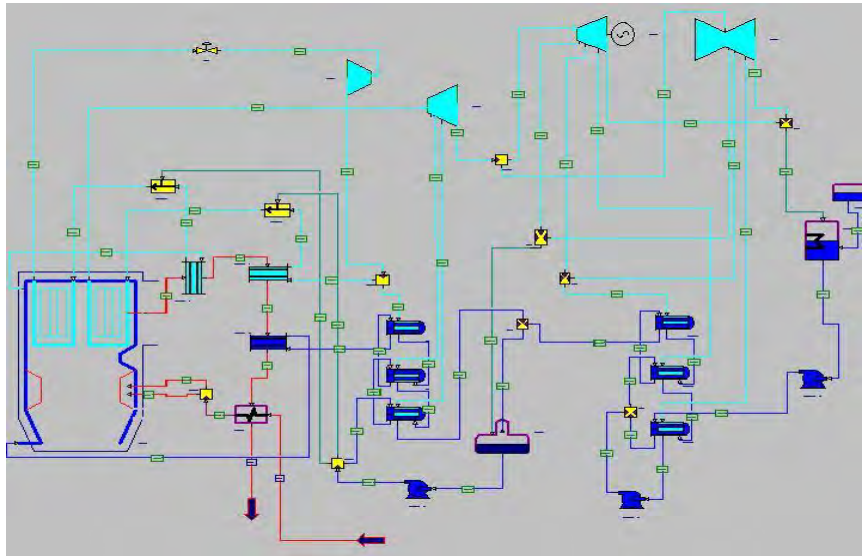
1. Penyettingan (adjustment) semua komponen sistem pembangkit pada pemodelan *gate cycle* tidak dapat dilakukan dengan keadaan aktual yang ada dilapangan.
2. Laju aliran massa pada *gate cycle* tidak dapat diatur sama dengan keadaan aktual di PLTU Suralaya.

Setelah melihat selisih pada masing-masing komponen di sistem pembangkit di *software gate cycle* dan aktual di PLTU Suralaya terlihat bahwa perbedaan selisih *enthalphy*nya

memiliki perbedaan yang kecil terlihat pada tabel 4.3. Sehingga penulis menyimpulkan penggunaan pemodelan sistem pembangkit dengan menggunakan *software gate cycle* dapat digunakan. Hal ini dilakukan untuk mempermudah pengerjaan selanjutnya dengan memodelkan sistem pembangkit dari kondisi *sub-critical* menjadi *supercritical*.

4.10 Analisis Variasi Pemodelan Sistem Pembangkit Suralaya Pada Kondisi *Supercritical*

Pada pemodelan pembangkit listrik tenaga uap Suralaya dalam keadaan *supercritical* terdapat perubahan komponen yaitu *boiler* yang tadinya terdapat *steam drum* pada pembangkit *subcritical* tidak diperlukan sebab uap air tidak melewati fasa campuran dapat di lihat pada gambar 4.19. Data yang digunakan untuk menginputkan sesuai dengan *heat balance* pembangkit *subcritical* namun pada tekanan dan temperatur pada boiler diubah pada kondisi *supercritical* yaitu 250bar dengan temeperatur 260⁰C. Sedangkan untuk tekanan *reheater* divariasikan 40, 50 dan 60 Bar dari *range* yang diizinkan menurut Ingo Paul yaitu 40 – 60 Bar dalam paper yang berjudul *Supercritical Coal Fired Power Plants*. Setelah menginputkan data selanjutnya dijalankan (*Running*) hingga *convergence* untuk mengetahui performa dari pembangkit.



Gambar 4.19 Model sistem pembangkit tenaga uap kondisi *supercritical*

Hasil *running* pembangkit tenaga uap pada kondisi *supercritical* pada *gate cycle* diperlihatkan pada tabel 4.5.

Tabel 4.5 Data properti hasil *running gatecycle* kondisi *subcritical* dan *supercritical*

Komponen		Properties	Satuan	170 Bar/538°C (Subcritical)	250 Bar/560°C (Supercritical)		
					Tekanan Reheater		
					40 Bar	50 Bar	60 Bar
HP Turbin	Inlet	tekanan	Bar	170	250	250	250
		temperatur	°C	538	560	560	560
		enthalpy	kJ/kg	3392,36	3368.7	3368.7	3368.7
	Outlet	tekanan	Bar	39,7	40	50	60
		temperatur	°C	339,55	304.08	319.90	363.90

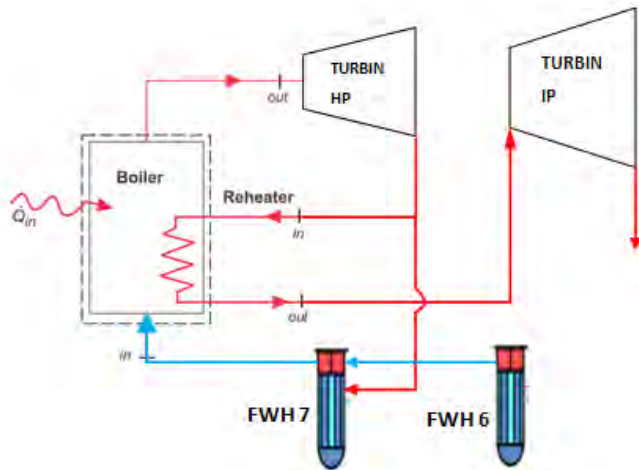
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	3066,41	2933.15	2977.97	3016.21
IP Turbin	Inlet	tekanan	Bar	39,7	39.2	49	58,8
		temperatur	°C	538	540	540	540
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	3532,1	3557.09	3526.93	3517.15
		tekanan	Bar	16,7	16.7	16,7	16,7
	Ekstraksi 1	temperatur	°C	414,54	439.13	403.39	381.34
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	3284,22	3338.47	3261.14	3213.37
		tekanan	Bar	10,8	10.8	10,8	10,8
	Ekstraksi 2	temperatur	°C	356,72	384.92	351.30	330.59
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	3169,92	3231.14	3159.75	3115.68
		tekanan	Bar	9,41	9.22	9.22	9.22
	Outlet	temperatur	°C	337,81	366.3	333.45	313.23
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	3132,58	3194.11	3125.09	3082.29
LP Turbin 1	Inlet	tekanan	Bar	9,41	9.22	9.22	9.22
		temperatur	°C	337,81	366.3	333.45	313.23
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	3132,58	3194.11	3125.09	3082.29
		tekanan	Bar	4,67	4.67	4.67	4.67
	Ekstraksi 1	temperatur	°C	258,96	283.26	253.76	235.71
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	2979,63	3031.03	2970.0	2932.40
		tekanan	Bar	1,67	1.67	1,67	1,67
	Ekstraksi 2	temperatur	°C	152,12	171.29	146.91	132.07
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	2775,18	2814.35	2764.85	2734.41
		tekanan	Bar	0,56	0.56	0,56	0,56
	Ekstraksi 3	temperatur	°C	84,18	84.19	84.19	84.19
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	2603,66	2629.54	2629.54	2629.54
		tekanan	Bar	0,07	0.13	0.13	0.13
	Outlet	temperatur	°C	39	52.26	52.26	52.26
		<i>enthalpy</i>	<i>kJ/kg</i>	2325,77	2430.39	2430.39	2430.39

LP Turbin 2	Inlet	tekanan	Bar	9,41	9.22	9,22	9.22
		temperatur	°C	337,81	366.3	333.45	313.23
		enthalpy	kJ/kg	3132,58	3194.11	3125.09	3082.40
	Ekstraksi 1	tekanan	Bar	4.67	4.67	4.67	4.67
		temperatur	°C	258,96	279.35	250.18	232.35
		enthalpy	kJ/kg	2979,63	3022.96	2961.56	2925.35
	Ekstraksi 2	tekanan	Bar	1,67	1,67	1,67	1,67
		temperatur	°C	152,12	164.84	141.04	126.57
		enthalpy	kJ/kg	2775,18	2801.30	2752.83	2723.03
	Ekstraksi 3	tekanan	Bar	0,51	0,51	0,51	0,51
		temperatur	°C	81,82	81.84	81.84	81.84
		enthalpy	kJ/kg	2590,07	2602.69	2602.69	2602.69
	Outlet	tekanan	Bar	0,07	0.13	0.13	0.13
		temperatur	°C	39	52.26	52.26	52.26
		enthalpy	kJ/kg	2325,77	2430.39	2430.39	2430.39
Pompa 1	Inlet	tekanan	Bar	0,07	0.13	0.13	0.13
		temperatur	°C	39,03	52.26	52.26	52.26
		enthalpy	kJ/kg	163,04	218.73	218.73	218.73
	Outlet	tekanan	Bar	4.67	4.67	4.67	4.67
		temperatur	°C	39,06	52.3	52.3	52.3
Pompa 2	Inlet	tekanan	Bar	0,5	0.49	0.49	0.49
		temperatur	°C	44,06	57.3	57.3	57.3
		enthalpy	kJ/kg	184,1	239.82	239.82	239.82
	Outlet	tekanan	Bar	4.67	4.67	4.67	4.67
		temperatur	°C	44,09	57.34	57.34	57.34
Pompa 3	Inlet	tekanan	Bar	4.67	4.67	4.67	4.67
		temperatur	°C	140,01	139.35	139.35	139.35

		enthalpy	kJ/kg	588,8	586.40	586.40	586.40
	Outlet	tekanan	Bar	170	270	270	270
		temperatur	°C	142,4	143.32	143.32	143.32
		enthalpy	kJ/kg	609,79	620.73	620.73	620.73
Boiler	Inlet	tekanan	Bar	170	270	270	270
		temperatur	°C	241,7	266.59	281.11	293.41
		enthalpy	kJ/kg	1046,81	1165.50	1235.47	1296.51
	Outlet	tekanan	Bar	170	264.4	264.4	264.4
		temperatur	°C	538	560	560	560
		enthalpy	kJ/kg	3392,36	3352.39	3352.39	3352.39
Reheater	Inlet	tekanan	Bar	39,7	39.2	49	58.8
		temperatur	°C	339,55	290.15	316.9	394.23
		enthalpy	kJ/kg	3066,41	2933.15	2977.97	3167.68
	Outlet	tekanan	Bar	39,7	39.2	49	58.8
		temperatur	°C	538	540	540	540
		enthalpy	kJ/kg	3532,1	3557.09	3526.93	3517.15
Kebutuhan Bahan Bakar			kg/s	38,788	40,791	40,128	39,55

Tabel diatas merupakan data *properties* setiap komponen pembangkit tenaga uap hasil proses *running* pada *software gate cycle*. Dari tabel tersebut terlihat bahwa dengan memodelkan pembangkit dari kondisi *sub-critical* menjadi *supercritical* terjadi kenaikan selisih nilai *enthalpy* masuk dan keluar turbin pada setiap tingkat (Turbin HP, IP dan LP) dan *boiler feed pump* (Pompa 1). Naiknya tekanan *boiler* diatas titik kritis (*supercritical*) mengakibatkan selisih *enthalpy* masuk dan keluar *boiler* semakin besar. Hal tersebut mengakibatkan terjadi kenaikan *kalor* pada *boiler* sehingga konsumsi bahan bakar semakin bertambah pada nilai kalori bahan bakar yang sama. Sedangkan dengan meningkatnya

tekanan keluaran turbin HP dengan efisiensi yang sama mengakibatkan selisih *enthalpy* masuk dan keluar pada turbin HP dan *boiler* semakin kecil. Peristiwa ini dikarenakan naiknya tekanan keluar turbin HP mengakibatkan *enthalpy*nya semakin besar. Jika *enthalpy* masuk turbin HP besarnya sama maka selisih *enthalpy*nya semakin kecil. Naiknya tekanan keluar turbin HP juga mengakibatkan temperatur masuk *boiler* semakin besar. Hal ini disebabkan keluaran turbin HP dibagi menjadi 2 yaitu diekstraksi ke FWH 7 yaitu penukar panas sebelum masuk *boiler* dan sisanya dipanaskan kembali pada *reheater*, seperti yang diperlihatkan gambar 4.20.



Gambar 4.20 Bagian sistem pembangkit yang divariasikan

Naiknya temperatur masuk tersebut mengakibatkan *enthalpy* masuk *boiler* semakin besar. Jika *enthalpy* keluaran *boiler* tetap maka selisih *enthalpy* semakin kecil. Kemudian untuk turbin IP dan LP memiliki *enthalpy* masuk yang semakin kecil. Hal ini dikarenakan naiknya tekanan keluar turbin HP yang dinaikkan temperaturnya pada *reheater* mengakibatkan

nilai *enthalpy* masuk turbin IP semakin kecil dengan efisiensi yang sama mengakibatkan nilai *enthalpy* keluar turbin IP juga semakin kecil sesuai rumus efisiensi turbin $\eta = \frac{h_{in}-h_{out_actual}}{h_{in}-h_{out_isentropic}}$. Demikian juga untuk turbin LP karena *enthalpy* keluaran turbin IP semakin kecil sehingga *enthalpy* masuk turbin LP juga semakin kecil. Fenomena-fenomena tersebut dapat mempengaruhi performa setiap komponen pembangkit yang diperlihatkan pada tabel 4.6.

Tabel 4.6 Data performa setiap komponen pembangkit hasil *running gatecycle*

Komponen	Satuan	170 Bar/538° C (Subcritical)	250 Bar/560° C (Supercritical)			
		Tekanan Reheater				
		39,7 Bar	40 Bar	50 Bar	60 Bar	
HP Turbin	kW	108142	144321.9	136468.82	127287.89	
IP Turbin	kW	116630	106922.18	120707.59	133135.54	
LP Turbin 1	kW	99579	89008.89	87768.61	86852.55	
LP Turbin 2	kW	101264	103215	99044.9	97441.66	
Pompa 1	kW	127,25	125.27	126.99	127.37	
Pompa 2	kW	16,29	15.42	15.6	15.67	
Pompa 3	kW	6963,7	11374.55	11988.64	12395.15	
Boiler	kW	1027070	1055600	1037920	1022350	

Dari data tabel 4.6 didapatkan besarnya daya netto, efisiensi termal dan *heat rate* pada pembangkit tenaga uap UBP Suralaya 410 MW kondisi *sub-critical* yang dimodelkan menjadi kondisi *supercritical*. Adapun besarnya nilai daya

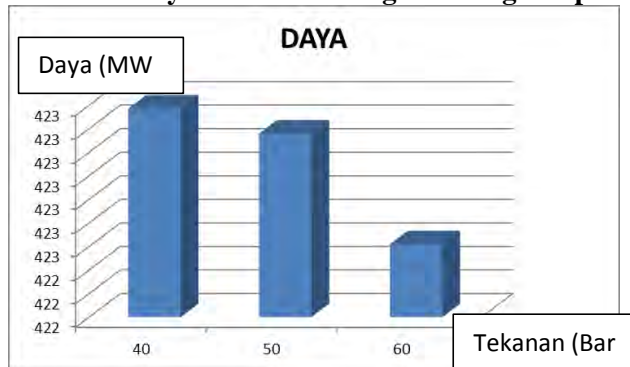
netto, efisiensi termal dan *heat rate* pembangkit tenaga uap tersebut adalah sebagai berikut.

Tabel 4.7 Data performa pembangkit tenaga uap

Tekanan dan Temperatur Boiler	Tekanan Reheater (Bar)	Daya Netto	Efisiensi Termal	Heat Rate
		MW	%	kJ/kW-hr
250 Bar/560°C (Supercritical)	40	423.086	42.66	8423.81
	50	422.98	42.72	8412.94
	60	422.51	42.74	8389.31

Dari tabel 4.7 dapat disimpulkan bahwa dengan dilakukannya variasi tekanan pada *reheater* semakin besar tekanan maka semakin turun daya dan *heat ratenya* , namun efisiensi thermal pada sistem pemabangkit akan semakin naik.

4.11 Analisis Daya Netto Pembangkit Tenaga Uap

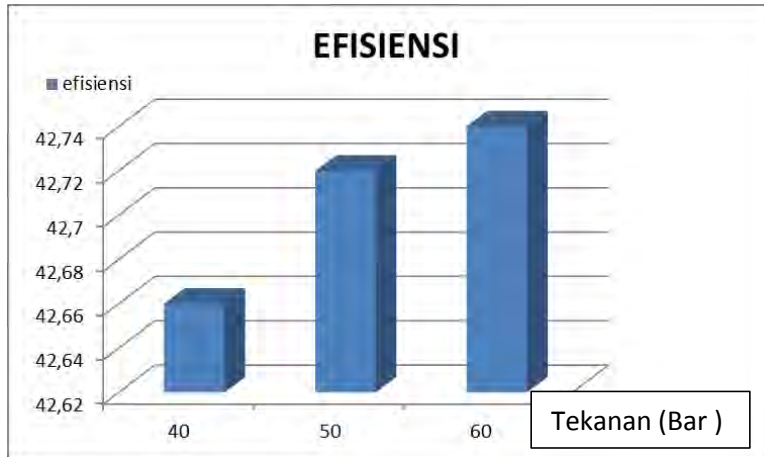


Gambar 4.21 Daya Pembangkit Terhadap Variasi Tekanan Reheater

Dari gambar 4.21 terlihat bahwa variasi tekanan dan temperatur *boiler* 250 Bar/560°C dengan variasi tekanan *reheater* 40 Bar memiliki daya paling besar yaitu 423, 086 MW dan grafik terus menurun sampai pada tekanan *reheater* 60 Bar. Pada setiap variasi pembangkit kondisi *supercritical* dengan peningkatan tekanan *reheater* yang divariasikan terjadi penurunan daya. Hal tersebut setelah dilakukan analisis dari persamaan *enthalpy* yaitu $h = u_t + pv$, bahwa naiknya tekanan pada keluaran turbin *high pressure* menyebabkan nilai *enthalpy* semakin besar. Sehingga dari persamaan kesetimbangan massa dan kesetimbangan energi $\dot{W} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$ pada *enthalpy* keluaran turbin *high pressure* semakin besar dengan *enthalpy* masukan turbin *high pressure* dan *mass flowrate* tetap menyebabkan daya turbin *high pressure* semakin kecil. Sedangkan dengan naiknya tekanan *reheater* mengakibatkan *enthalpy* masuk turbin *intermediate pressure* semakin kecil. Dengan efisiensi turbin *intermediate* dan *mass flowrate* tetap sehingga mengakibatkan daya turbin *intermediate* semakin besar. Karena penurunan daya turbin *high pressure* nilainya lebih besar dibandingkan dengan naiknya daya turbin *intermediate* maka daya turbin secara keseluruhan mengalami penurunan..

Daya terbesar pada pembangkit *supercritical* 250bar /560 °C dengan variasi tekanan 40bar. Setelah dilakukan analisis menggunakan persamaan $\dot{W}_{nett} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$, variasi 250 Bar/560°C dari setiap tekanan *reheater* yang divariasikan memiliki selisih daya total turbin dan daya total pompa yang paling besar yaitu pada tekanan *reheater* 40 Bar mempunyai daya sebesar 423,036 MW, pada tekanan *reheater* 50 Bar mempunyai daya sebesar 422,98 MW dan pada tekanan *reheater* 60 Bar mempunyai daya sebesar 422,33 MW.

4.12 Analisis Efisiensi Termal Pembangkit Tenaga Uap



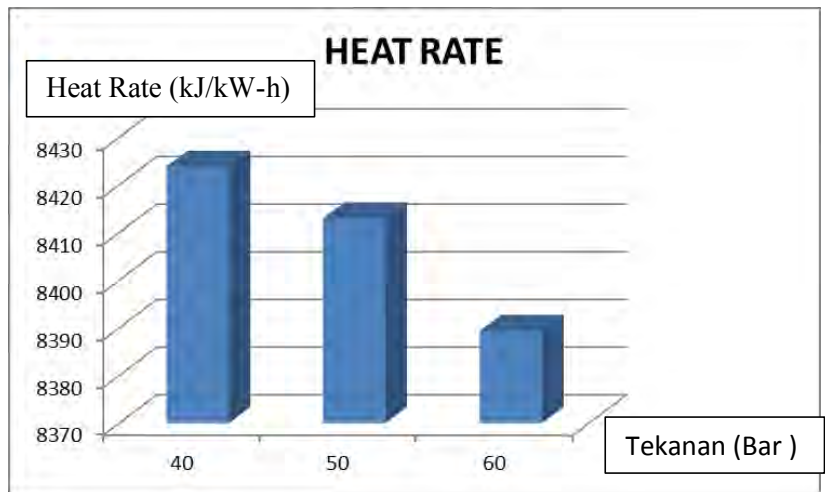
Gambar 4.22 Efisiensi Pembangkit Terhadap Variasi Tekanan Reheater

Dari gambar 4.22 terlihat bahwa efisiensi dari variasi pembangkit tenaga uap kondisi *supercritical* meningkat seiring dengan naiknya tekanan *reheater*. Efisiensi tertinggi terdapat pada pembangkit tenaga uap *supercritical* variasi tekanan dan temperatur *boiler* 250 Bar/560°C dengan tekanan *reheater* 60 Bar yaitu 42,74%. Sedangkan kondisi aktual dari PLTU Suralaya dengan tekanan dan temperatur masuk *boiler* 170 Bar/538°C memiliki efisiensi paling rendah yaitu 40%.

Kenaikan efisiensi pada PLTU kondisi *supercritical* terjadi seiring dengan naiknya tekanan *reheater*. Setelah dilakukan analisis dari persamaan *enthalpy* yaitu $h = u_t + pv$, bahwa naiknya tekanan pada keluaran turbin *high pressure* (Tekanan *reheater*) mengakibatkan nilai *enthalpy* masuk *reheater*, keluar turbin *high pressure* dan *boiler* semakin besar. Kenaikan *enthalpy* tersebut mengakibatkan nilai Q_{in} dan daya turbin *high pressure* semakin kecil. Karena penurunan daya

turbin *high pressure* nilainya lebih kecil dibandingkan dengan turunnya Q_{in} maka dari persamaan $\eta = \frac{W_t - W_p}{Q_{in}}$ membuktikan bahwa dengan turunnya Q_{in} akan menaikkan efisiensi.

4.13 Analisis *Heat Rate* Pembangkit Tenaga Uap



Gambar 4.23 *Heat Rate* Pembangkit Terhadap Variasi Tekanan *Reheater*

Dari gambar 4.23 terlihat bahwa *heat rate* mengalami penurunan seiring dengan bertambahnya tekanan *reheater*. *Heat rate* paling optimum berada pada pembangkit tenaga uap kondisi *supercritical* variasi tekanan dan temperatur *boiler* 250 Bar/560°C dengan tekanan *reheater* 60 Bar yaitu sebesar 8423,81 kJ/kW-h. Sedangkan pada kondisi aktual yaitu dengan tekanan dan temperatur masuk *boiler* 170 Bar/538°C memiliki nilai *heat rate* sebesar 9018,27 kJ/kW-h

Berdasarkan persamaan $heat\ rate = \frac{(\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel})}{PowerNetto}$.

Heat rate yang memiliki nilai terbaik adalah yang memiliki nilai rendah. Artinya penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di *boiler* terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal untuk pemakaian sejumlah bahan bakar tersebut. Misalnya pada pembangkit tenaga uap *supercritical* variasi tekanan dan temperatur masuk *boiler* 260 Bar/560°C untuk tekanan *reheater* 40 Bar memiliki *heat rate* sebesar 8423,81. Kemudian menurun menjadi 8412,9 pada tekanan *reheater* 50 Bar dan turun lagi menjadi 8389,3 pada tekanan *reheater* 60 Bar. Dari pembahasan diatas bahwa semakin besar tekanan *reheater* akan menurunkan Q_{in} . Dari persamaan efisiensi *boiler* $\eta_b = \left(\frac{Q_{in}}{\dot{m}_{fuel} \cdot LHV_{fuel}} \right)$ dengan efisiensi *boiler* dan LHV_{fuel} yang sama, maka nilai \dot{m}_{fuel} semakin kecil. Karena \dot{m}_{fuel} semakin kecil sehingga dari persamaan *heat rate* diatas memiliki nilai *heat rate* yang semakin kecil.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari studi yang dilakukan dan pembahasan data yang telah didapatkan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Pemodelan sistem pembangkit pada *gate cycle* adalah *convergence*
2. Data hasil simulasi *gate cycle* dari pemodelan pembangkit tenaga uap yang penulis buat adalah sebagai berikut :

Tekanan dan Temperatur <i>Boiler</i>	Tekanan <i>Reheater</i> (Bar)	Daya Netto	Efisiensi Termal	<i>Heat Rate</i>
		MW	%	kJ/kW-hr
250 Bar/560°C (Supercritical)	40	423,086	42,66	8423,81
	50	422,98	42,73	8412,94
	60	422,51	42,80	8389,31

3. Efisiensi optimum terdapat pada PLTU dengan variasi tekanan dan temperatur *outlet boiler* 250 Bar/560°C dengan tekanan *reheater* 60 Bar yaitu sebesar 42,74%
4. Daya optimum terdapat pada PLTU dengan variasi tekanan dan temperatur *outlet boiler* 250 Bar/560°C dengan tekanan *reheater* 40 Bar yaitu sebesar 423,086 MW
5. *Hate rate* terkecil terdapat pada PLTU dengan variasi tekanan dan temperatur *outlet boiler* 250 Bar/560°C dengan tekanan *reheater* 60 Bar yaitu sebesar 8389,31 kJ/kW-h

6. Dalam mendesain pembangkit tenaga uap dari kondisi *sub-critical* menjadi *supercritical* terjadi kenaikan daya dan efisiensi serta penurunan *heat rate*.
7. Dilakukan pengecekan pada setiap komponen PLTU UB Suralaya jika tidak memenuhi syarat *supercritical* maka seluruh komponen pada pembangkit akan di ganti, dan biaya penggantian sangatlah mahal.

5.2Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penyempurnaan penelitian yang sejenis antara lain :

1. Sebaiknya penulis perlu mendapatkan training *software gate cycle* disebuah lembaga yang bersertifikat. Hal ini dilakukan untuk mengetahui lebih luas penggunaan *software gate cycle*. Sehingga dapat membuat keadaan yang lebih *real* dengan keadaan actual sekarang.
2. Sebaiknya ada data pendukung yang lebih spesifik pada semua komponen dalam sistem pembangkit yang akan di modelkan dalam *software gate cycle*.

DAFTAR PUSTAKA

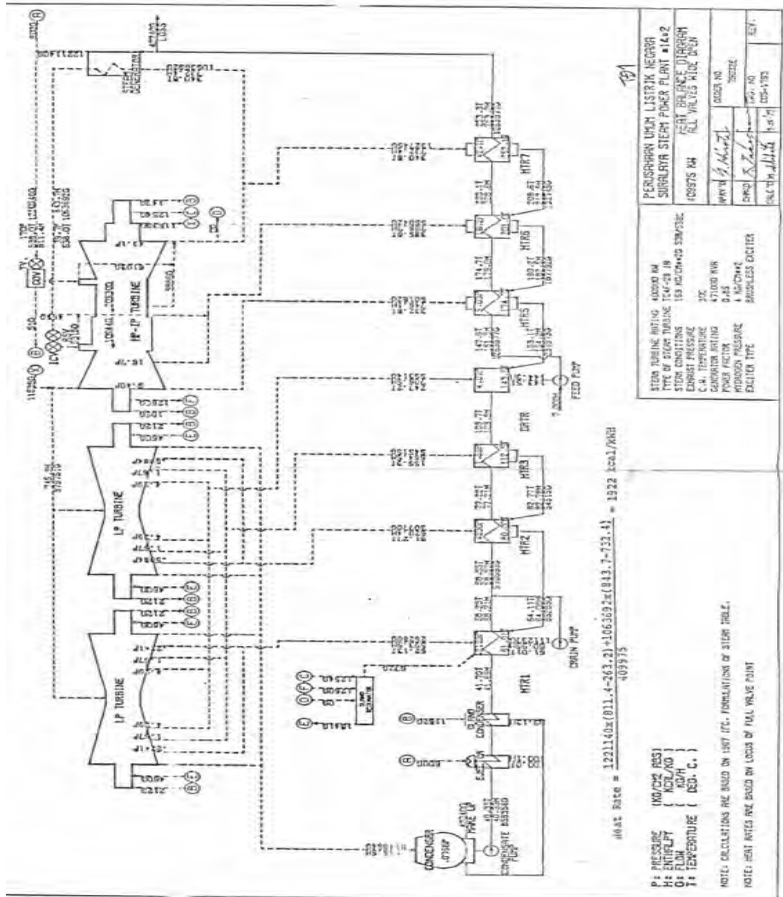
- Anooj G. Sheth, Alkesh M. Mavani. *Determining Performance of Super Critical Power Plant with the help of "GateCycle™"* IOSR Journal of Engineering Vol. 2(4) ; 2012.
- Gate Cycle Release Version 5.61 Getting Started & Installation*, GE Energy, The General Electric Company ; 2005.
- Ravindra et al. *Effect of Parameters in Once-Through Boiler for Controlling Reheat Steam Temperature in Supercritical Power Plants*. Research Journal of Engineering Sciences Vol. 2(1) ; 2013.
- Moran, M.J and Howard N. Shapiro, 2000, *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Inc. Chicester.
- Piwowski, Marian. *Optimization of steam cycles with respect to supercritical parameters*. Polish Maritime Research ; 2009
- P.Incropera, Frank.,P.Dewitt, David.,L.Bergman, Theodore.,S.Lavine, Adrienne., 2007,*Fundamental of Heat and Mass Transfer*,Asia, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- P.K. Nag, 2008, *Power Plant Engineering*. Tata Mc Graw Hill Publishing Company Limited. New Delhi
- Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5th ed, McGraw-Hill, 2006.



Halaman ini sengaja dikosongkan

LAMPIRAN

A. Heat Balance Sistem Pembangkit



B. Tabel Saturated Steam Properties

TABLE A-2 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Temperature Table

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
.01	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562	.01
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514	4
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257	5
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003	6
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501	8
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008	10
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765	11
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524	12
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285	13
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048	14
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814	15
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582	16
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351	17
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123	18
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897	19
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672	20
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450	21
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229	22
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011	23
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794	24
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580	25
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367	26
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156	27
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946	28
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739	29
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533	30
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329	31
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127	32
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927	33
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728	34
35	0.05628	1.0060	25.216	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531	35
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336	36
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950	38
40	0.07384	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570	40
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648	45

TABLE A-2 (Continued)

Temp. °C	Press. bar	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Temp. °C
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
50	.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	.7038	8.0763	50
55	.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	.7679	7.9913	55
60	.1994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	.8312	7.9096	60
65	.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	.8935	7.8310	65
70	.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	.9549	7.7553	70
75	.3858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0155	7.6824	75
80	.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122	80
85	.5783	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445	85
90	.7014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791	90
95	.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159	95
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	418.94	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549	100
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387	110
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296	120
130	2.701	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269	130
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299	140
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379	150
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502	160
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663	170
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857	180
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079	190
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323	200
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585	210
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861	220
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146	230
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1766.5	2803.8	2.7015	6.1437	240
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730	250
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.6	2.8838	6.0019	260
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301	270
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571	280
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821	290
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045	300
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1461.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362	320
340	145.9	1.6379	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357	340
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526	360
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	374.14

Source: Tables A-2 through A-5 are extracted from J. H. Keenan, F. G. Keyes, P. G. Hill, and J. G. Moore, *Steam Tables*, Wiley, New York, 1969.

TABLE A-3 Properties of Saturated Water (Liquid-Vapor): Pressure Table

Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Press. bar
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346	0.80
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949	0.90
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594	1.00
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233	1.50
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271	2.00
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527	2.50
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919	3.00
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405	3.50
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959	4.00
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565	4.50
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212	5.00
6.00	158.9	1.1006	0.3157	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7600	6.00
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080	7.00
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628	8.00
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226	9.00
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863	10.0
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448	15.0
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409	20.0
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575	25.0
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869	30.0
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253	35.0
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701	40.0
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199	45.0
50.0	264.0	1.2859	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734	50.0
60.0	275.6	1.3187	0.03244	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892	60.0
70.0	285.9	1.3513	0.02737	1257.6	2580.5	1267.0	1505.1	2772.1	3.1211	5.8133	70.0
80.0	295.1	1.3842	0.02352	1305.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	5.7432	80.0
90.0	303.4	1.4178	0.02048	1350.5	2557.8	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772	90.0
100.	311.1	1.4524	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	5.6141	100.
110.	318.2	1.4886	0.01599	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	5.5527	110.

TABLE A-3 (Continued)

Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Press. bar
		Sat. Liquid $v_f \times 10^3$	Sat. Vapor v_g	Sat. Liquid u_f	Sat. Vapor u_g	Sat. Liquid h_f	Evap. h_{fg}	Sat. Vapor h_g	Sat. Liquid s_f	Sat. Vapor s_g	
120.	324.8	1.5267	0.01426	1473.0	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	5.4924	120.
130.	330.9	1.5671	0.01278	1511.1	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5606	5.4323	130.
140.	336.8	1.6107	0.01149	1548.6	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	5.3717	140.
150.	342.2	1.6581	0.01034	1585.6	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	5.3098	150.
160.	347.4	1.7107	0.009306	1622.7	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	5.2455	160.
170.	352.4	1.7702	0.008364	1660.2	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	5.1777	170.
180.	357.1	1.8397	0.007489	1698.9	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	5.1044	180.
190.	361.5	1.9243	0.006657	1739.9	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	5.0228	190.
200.	365.8	2.036	0.005834	1785.6	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	4.9269	200.
220.9	374.1	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	220.9

C. Tabel Superheated Steam Properties

TABLE A-4 Properties of Superheated Water Vapor

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 0.06 \text{ bar} = 0.006 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 36.16^\circ\text{C}$)					$p = 0.35 \text{ bar} = 0.035 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 72.69^\circ\text{C}$)			
Sat.	23.739	2425.0	2567.4	8.3304	4.526	2473.0	2631.4	7.7158
80	27.132	2487.3	2650.1	8.5804	4.625	2483.7	2645.6	7.7564
120	30.219	2544.7	2726.0	8.7840	5.163	2542.4	2723.1	7.9644
160	33.302	2602.7	2802.5	8.9693	5.696	2601.2	2800.6	8.1519
200	36.383	2661.4	2879.7	9.1398	6.228	2660.4	2878.4	8.3237
240	39.462	2721.0	2957.8	9.2982	6.758	2720.3	2956.8	8.4828
280	42.540	2781.5	3036.8	9.4464	7.287	2780.9	3036.0	8.6314
320	45.618	2843.0	3116.7	9.5859	7.815	2842.5	3116.1	8.7712
360	48.696	2905.5	3197.7	9.7180	8.344	2905.1	3197.1	8.9034
400	51.774	2969.0	3279.6	9.8435	8.872	2968.6	3279.2	9.0291
440	54.851	3033.5	3362.6	9.9633	9.400	3033.2	3362.2	9.1490
500	59.467	3132.3	3489.1	10.1336	10.192	3132.1	3488.8	9.3194
$p = 0.70 \text{ bar} = 0.07 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 89.95^\circ\text{C}$)					$p = 1.0 \text{ bar} = 0.10 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 99.63^\circ\text{C}$)			
Sat.	2.365	2494.5	2660.0	7.4797	1.694	2506.1	2675.5	7.3594
100	2.434	2509.7	2680.0	7.5341	1.696	2506.7	2676.2	7.3614
120	2.571	2539.7	2719.6	7.6375	1.793	2537.3	2716.6	7.4668
160	2.841	2599.4	2798.2	7.8279	1.984	2597.8	2796.2	7.6597
200	3.108	2659.1	2876.7	8.0012	2.172	2658.1	2875.3	7.8343
240	3.374	2719.3	2955.5	8.1611	2.359	2718.5	2954.5	7.9949
280	3.640	2780.2	3035.0	8.3162	2.546	2779.6	3034.2	8.1445
320	3.905	2842.0	3115.3	8.4504	2.732	2841.5	3114.6	8.2849
360	4.170	2904.6	3196.5	8.5828	2.917	2904.2	3195.9	8.4175
400	4.434	2968.2	3278.6	8.7086	3.103	2967.9	3278.2	8.5435
440	4.698	3032.9	3361.8	8.8286	3.288	3032.6	3361.4	8.6636
500	5.095	3131.8	3488.5	8.9991	3.565	3131.6	3488.1	8.8342
$p = 1.5 \text{ bar} = 0.15 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 111.37^\circ\text{C}$)					$p = 3.0 \text{ bar} = 0.30 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 133.55^\circ\text{C}$)			
Sat.	1.159	2519.7	2693.6	7.2233	0.606	2543.6	2725.3	6.9919
120	1.188	2533.3	2711.4	7.2693				
160	1.317	2595.2	2792.8	7.4665	0.651	2587.1	2782.3	7.1276
200	1.444	2656.2	2872.9	7.6433	0.716	2650.7	2865.5	7.3115
240	1.570	2717.2	2952.7	7.8052	0.781	2713.1	2947.3	7.4774
280	1.695	2778.6	3032.8	7.9555	0.844	2775.4	3028.6	7.6299
320	1.819	2840.6	3113.5	8.0964	0.907	2838.1	3110.1	7.7722
360	1.943	2903.5	3195.0	8.2293	0.969	2901.4	3192.2	7.9061
400	2.067	2967.3	3277.4	8.3555	1.032	2965.6	3275.0	8.0330
440	2.191	3032.1	3360.7	8.4757	1.094	3030.6	3358.7	8.1538
500	2.376	3131.2	3487.6	8.6466	1.187	3130.0	3486.0	8.3251
600	2.685	3301.7	3704.3	8.9101	1.341	3300.8	3703.2	8.5892

TABLE A-4 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 5.0 \text{ bar} = 0.50 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 151.86^\circ\text{C}$)					$p = 7.0 \text{ bar} = 0.70 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 164.97^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.3749	2561.2	2748.7	6.8213	0.2729	2572.5	2763.5	6.7080
180	0.4045	2609.7	2812.0	6.9656	0.2847	2599.8	2799.1	6.7880
200	0.4249	2642.9	2855.4	7.0592	0.2999	2634.8	2844.8	6.8865
240	0.4646	2707.6	2939.9	7.2307	0.3292	2701.8	2932.2	7.0641
280	0.5034	2771.2	3022.9	7.3865	0.3574	2766.9	3017.1	7.2233
320	0.5416	2834.7	3105.6	7.5308	0.3852	2831.3	3100.9	7.3697
360	0.5796	2898.7	3188.4	7.6660	0.4126	2895.8	3184.7	7.5063
400	0.6173	2963.2	3271.9	7.7938	0.4397	2960.9	3268.7	7.6350
440	0.6548	3028.6	3356.0	7.9152	0.4667	3026.6	3353.3	7.7571
500	0.7109	3128.4	3483.9	8.0873	0.5070	3126.8	3481.7	7.9299
600	0.8041	3299.6	3701.7	8.3522	0.5738	3298.5	3700.2	8.1956
700	0.8969	3477.5	3925.9	8.5952	0.6403	3476.6	3924.8	8.4391
$p = 10.0 \text{ bar} = 1.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 179.91^\circ\text{C}$)					$p = 15.0 \text{ bar} = 1.5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 198.32^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.1944	2583.6	2778.1	6.5865	0.1318	2594.5	2792.2	6.4448
200	0.2060	2621.9	2827.9	6.6940	0.1325	2598.1	2796.8	6.4546
240	0.2275	2692.9	2920.4	6.8817	0.1483	2676.9	2899.3	6.6628
280	0.2480	2760.2	3008.2	7.0465	0.1627	2748.6	2992.7	6.8381
320	0.2678	2826.1	3093.9	7.1962	0.1765	2817.1	3081.9	6.9938
360	0.2873	2891.6	3178.9	7.3349	0.1899	2884.4	3169.2	7.1363
400	0.3066	2957.3	3263.9	7.4651	0.2030	2951.3	3255.8	7.2690
440	0.3257	3023.6	3349.3	7.5883	0.2160	3018.5	3342.5	7.3940
500	0.3541	3124.4	3478.5	7.7622	0.2352	3120.3	3473.1	7.5698
540	0.3729	3192.6	3565.6	7.8720	0.2478	3189.1	3560.9	7.6805
600	0.4011	3296.8	3697.9	8.0290	0.2668	3293.9	3694.0	7.8385
640	0.4198	3367.4	3787.2	8.1290	0.2793	3364.8	3783.8	7.9391
$p = 20.0 \text{ bar} = 2.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 212.42^\circ\text{C}$)					$p = 30.0 \text{ bar} = 3.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 233.90^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.0996	2600.3	2799.5	6.3409	0.0667	2604.1	2804.2	6.1869
240	0.1085	2659.6	2876.5	6.4952	0.0682	2619.7	2824.3	6.2265
280	0.1200	2736.4	2976.4	6.6828	0.0771	2709.9	2941.3	6.4462
320	0.1308	2807.9	3069.5	6.8452	0.0850	2788.4	3043.4	6.6245
360	0.1411	2877.0	3159.3	6.9917	0.0923	2861.7	3138.7	6.7801
400	0.1512	2945.2	3247.6	7.1271	0.0994	2932.8	3230.9	6.9212
440	0.1611	3013.4	3335.5	7.2540	0.1062	3002.9	3321.5	7.0520
500	0.1757	3116.2	3467.6	7.4317	0.1162	3108.0	3456.5	7.2338
540	0.1853	3185.6	3556.1	7.5434	0.1227	3178.4	3546.6	7.3474
600	0.1996	3290.9	3690.1	7.7024	0.1324	3285.0	3682.3	7.5085
640	0.2091	3362.2	3780.4	7.8035	0.1388	3357.0	3773.5	7.6106
700	0.2232	3470.9	3917.4	7.9487	0.1484	3466.5	3911.7	7.7571

TABLE A-4 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 40 \text{ bar} = 4.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 250.4^{\circ}\text{C}$)					$p = 60 \text{ bar} = 6.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 275.64^{\circ}\text{C}$)			
Sat.	0.04978	2602.3	2801.4	6.0701	0.03244	2589.7	2784.3	5.8892
280	0.05546	2680.0	2901.8	6.2568	0.03317	2605.2	2804.2	5.9252
320	0.06199	2767.4	3015.4	6.4553	0.03876	2720.0	2952.6	6.1846
360	0.06788	2845.7	3117.2	6.6215	0.04331	2811.2	3071.1	6.3782
400	0.07341	2919.9	3213.6	6.7690	0.04739	2892.9	3177.2	6.5408
440	0.07872	2992.2	3307.1	6.9041	0.05122	2970.0	3277.3	6.6853
500	0.08643	3099.5	3445.3	7.0901	0.05665	3082.2	3422.2	6.8803
540	0.09145	3171.1	3536.9	7.2056	0.06015	3156.1	3517.0	6.9999
600	0.09885	3279.1	3674.4	7.3688	0.06525	3266.9	3658.4	7.1677
640	0.1037	3351.8	3766.6	7.4720	0.06859	3341.0	3752.6	7.2731
700	0.1110	3462.1	3905.9	7.6198	0.07352	3453.1	3894.1	7.4234
740	0.1157	3536.6	3999.6	7.7141	0.07677	3528.3	3989.2	7.5190
$p = 80 \text{ bar} = 8.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 295.06^{\circ}\text{C}$)					$p = 100 \text{ bar} = 10.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 311.06^{\circ}\text{C}$)			
Sat.	0.02352	2569.8	2758.0	5.7432	0.01803	2544.4	2724.7	5.6141
320	0.02682	2662.7	2877.2	5.9489	0.01925	2588.8	2781.3	5.7103
360	0.03089	2772.7	3019.8	6.1819	0.02331	2729.1	2962.1	6.0060
400	0.03432	2863.8	3138.3	6.3634	0.02641	2832.4	3096.5	6.2120
440	0.03742	2946.7	3246.1	6.5190	0.02911	2922.1	3213.2	6.3805
480	0.04034	3025.7	3348.4	6.6586	0.03160	3005.4	3321.4	6.5282
520	0.04313	3102.7	3447.7	6.7871	0.03394	3085.6	3425.1	6.6622
560	0.04582	3178.7	3545.3	6.9072	0.03619	3164.1	3526.0	6.7864
600	0.04845	3254.4	3642.0	7.0206	0.03837	3241.7	3625.3	6.9029
640	0.05102	3330.1	3738.3	7.1283	0.04048	3318.9	3723.7	7.0131
700	0.05481	3443.9	3882.4	7.2812	0.04358	3434.7	3870.5	7.1687
740	0.05729	3520.4	3978.7	7.3782	0.04560	3512.1	3968.1	7.2670
$p = 120 \text{ bar} = 12.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 324.75^{\circ}\text{C}$)					$p = 140 \text{ bar} = 14.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 336.75^{\circ}\text{C}$)			
Sat.	0.01426	2513.7	2684.9	5.4924	0.01149	2476.8	2637.6	5.3717
360	0.01811	2678.4	2895.7	5.8361	0.01422	2617.4	2816.5	5.6602
400	0.02108	2798.3	3051.3	6.0747	0.01722	2760.9	3001.9	5.9448
440	0.02355	2896.1	3178.7	6.2586	0.01954	2868.6	3142.2	6.1474
480	0.02576	2984.4	3293.5	6.4154	0.02157	2962.5	3264.5	6.3143
520	0.02781	3068.0	3401.8	6.5555	0.02343	3049.8	3377.8	6.4610
560	0.02977	3149.0	3506.2	6.6840	0.02517	3133.6	3486.0	6.5941
600	0.03164	3228.7	3608.3	6.8037	0.02683	3215.4	3591.1	6.7172
640	0.03345	3307.5	3709.0	6.9164	0.02843	3296.0	3694.1	6.8326
700	0.03610	3425.2	3858.4	7.0749	0.03075	3415.7	3846.2	6.9939
740	0.03781	3503.7	3957.4	7.1746	0.03225	3495.2	3946.7	7.0952

TABLE A-4 (Continued)

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 160 \text{ bar} = 16.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 347.44^\circ\text{C}$)					$p = 180 \text{ bar} = 18.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 357.06^\circ\text{C}$)			
Sat.	0.00931	2431.7	2580.6	5.2455	0.00749	2374.3	2509.1	5.1044
360	0.01105	2539.0	2715.8	5.4614	0.00809	2418.9	2564.5	5.1922
400	0.01426	2719.4	2947.6	5.8175	0.01190	2672.8	2887.0	5.6887
440	0.01652	2839.4	3103.7	6.0429	0.01414	2808.2	3062.8	5.9428
480	0.01842	2939.7	3234.4	6.2215	0.01596	2915.9	3203.2	6.1345
520	0.02013	3031.1	3353.3	6.3752	0.01757	3011.8	3378.0	6.2960
560	0.02172	3117.8	3465.4	6.5132	0.01904	3101.7	3444.4	6.4392
600	0.02323	3201.8	3573.5	6.6399	0.02042	3188.0	3555.6	6.5696
640	0.02467	3284.2	3678.9	6.7580	0.02174	3272.3	3663.6	6.6905
700	0.02674	3406.0	3833.9	6.9224	0.02362	3396.3	3821.5	6.8580
740	0.02808	3486.7	3935.9	7.0251	0.02483	3478.0	3925.0	6.9623
$p = 200 \text{ bar} = 20.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 365.81^\circ\text{C}$)					$p = 240 \text{ bar} = 24.0 \text{ MPa}$			
Sat.	0.00583	2293.0	2409.7	4.9269				
400	0.00994	2619.3	2818.1	5.5540	0.00673	2477.8	2639.4	5.2393
440	0.01222	2774.9	3019.4	5.8450	0.00929	2700.6	2923.4	5.6506
480	0.01399	2891.2	3170.8	6.0518	0.01100	2838.3	3102.3	5.8950
520	0.01551	2992.0	3302.2	6.2218	0.01241	2950.5	3248.5	6.0842
560	0.01689	3085.2	3423.0	6.3705	0.01366	3051.1	3379.0	6.2448
600	0.01818	3174.0	3537.6	6.5048	0.01481	3145.2	3500.7	6.3875
640	0.01940	3260.2	3648.1	6.6286	0.01588	3235.5	3616.7	6.5174
700	0.02113	3386.4	3809.0	6.7993	0.01739	3366.4	3783.8	6.6947
740	0.02224	3469.3	3914.1	6.9052	0.01835	3451.7	3892.1	6.8038
800	0.02385	3592.7	4069.7	7.0544	0.01974	3578.0	4051.6	6.9567
$p = 280 \text{ bar} = 28.0 \text{ MPa}$					$p = 320 \text{ bar} = 32.0 \text{ MPa}$			
400	0.00583	2223.5	2330.7	4.7494	0.00236	1980.4	2055.9	4.3239
440	0.00712	2613.2	2812.6	5.4494	0.00544	2509.0	2683.0	5.2327
480	0.00885	2780.8	3028.5	5.7446	0.00722	2718.1	2949.2	5.5968
520	0.01020	2906.8	3192.3	5.9566	0.00853	2860.7	3133.7	5.8357
560	0.01136	3015.7	3333.7	6.1307	0.00963	2979.0	3287.2	6.0246
600	0.01241	3115.6	3463.0	6.2823	0.01061	3085.3	3424.6	6.1858
640	0.01338	3210.3	3584.8	6.4187	0.01150	3184.5	3552.5	6.3290
700	0.01473	3346.1	3758.4	6.6029	0.01273	3325.4	3732.8	6.5203
740	0.01558	3433.9	3870.0	6.7153	0.01350	3415.9	3847.8	6.6361
800	0.01680	3563.1	4033.4	6.8720	0.01460	3548.0	4015.1	6.7966
900	0.01873	3774.3	4298.8	7.1084	0.01633	3762.7	4285.1	7.0372

D. Tabel Compressed Liquid Water Properties

TABLE A-5 Properties of Compressed Liquid Water

T °C	$v \times 10^3$ m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	$v \times 10^3$ m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 25 \text{ bar} = 2.5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 223.99^\circ\text{C}$)					$p = 50 \text{ bar} = 5.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 263.99^\circ\text{C}$)			
20	1.0006	83.80	86.30	.2961	.9995	83.65	88.65	.2956
40	1.0067	167.25	169.77	.5715	1.0056	166.95	171.97	.5705
80	1.0280	334.29	336.86	1.0737	1.0268	333.72	338.85	1.0720
100	1.0423	418.24	420.85	1.3050	1.0410	417.52	422.72	1.3030
140	1.0784	587.82	590.52	1.7369	1.0768	586.76	592.15	1.7343
180	1.1261	761.16	763.97	2.1375	1.1240	759.63	765.25	2.1341
200	1.1555	849.9	852.8	2.3294	1.1530	848.1	853.9	2.3255
220	1.1898	940.7	943.7	2.5174	1.1866	938.4	944.4	2.5128
Sat.	1.1973	959.1	962.1	2.5546	1.2859	1147.8	1154.2	2.9202
$p = 75 \text{ bar} = 7.5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 290.59^\circ\text{C}$)					$p = 100 \text{ bar} = 10.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 311.06^\circ\text{C}$)			
20	.9984	83.50	90.99	.2950	.9972	83.36	93.33	.2945
40	1.0045	166.64	174.18	.5696	1.0034	166.35	176.38	.5686
80	1.0256	333.15	340.84	1.0704	1.0245	332.59	342.83	1.0688
100	1.0397	416.81	424.62	1.3011	1.0385	416.12	426.50	1.2992
140	1.0752	585.72	593.78	1.7317	1.0737	584.68	595.42	1.7292
180	1.1219	758.13	766.55	2.1308	1.1199	756.65	767.84	2.1275
220	1.1835	936.2	945.1	2.5083	1.1805	934.1	945.9	2.5039
260	1.2696	1124.4	1134.0	2.8763	1.2645	1121.1	1133.7	2.8699
Sat.	1.3677	1282.0	1292.2	3.1649	1.4524	1393.0	1407.6	3.3596
$p = 150 \text{ bar} = 15.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 342.24^\circ\text{C}$)					$p = 200 \text{ bar} = 20.0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 365.81^\circ\text{C}$)			
20	.9950	83.06	97.99	.2934	.9928	82.77	102.62	.2923
40	1.0013	165.76	180.78	.5666	.9992	165.17	185.16	.5646
80	1.0222	331.48	346.81	1.0656	1.0199	330.40	350.80	1.0624
100	1.0361	414.74	430.28	1.2955	1.0337	413.39	434.06	1.2917
140	1.0707	582.66	598.72	1.7242	1.0678	580.69	602.04	1.7193
180	1.1159	753.76	770.50	2.1210	1.1120	750.95	773.20	2.1147
220	1.1748	929.9	947.5	2.4953	1.1693	925.9	949.3	2.4870
260	1.2550	1114.6	1133.4	2.8576	1.2462	1108.6	1133.5	2.8459
300	1.3770	1316.6	1337.3	3.2260	1.3596	1306.1	1333.3	3.2071
Sat.	1.6581	1585.6	1610.5	3.6848	2.036	1785.6	1826.3	4.0139
$p = 250 \text{ bar} = 25 \text{ MPa}$					$p = 300 \text{ bar} = 30.0 \text{ MPa}$			
20	.9907	82.47	107.24	.2911	.9886	82.17	111.84	.2899
40	.9971	164.60	189.52	.5626	.9951	164.04	193.89	.5607
100	1.0313	412.08	437.85	1.2881	1.0290	410.78	441.66	1.2844
200	1.1344	834.5	862.8	2.2961	1.1302	831.4	865.3	2.2893
300	1.3442	1296.6	1330.2	3.1900	1.3304	1287.9	1327.8	3.1741

E. Tabel Saturated Steam Properties

Table A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bar) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h _{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ _T · 10 ³ (N/m)	Expansion Coefficient, β _T · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v _f · 10 ³	v _g		c _{p,f}	c _{p,g}	μ _f · 10 ⁶	μ _g · 10 ⁶	k _f · 10 ³	k _g · 10 ³	Pr _f	Pr _g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	631	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.923	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	680	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	680.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	709.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	738.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0803	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2889	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.138	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.298	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2096	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	1070	430

TABLE A.6 Continued

Temperature, T (K)	Pressure, p (bar) ^a	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h _{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ _T · 10 ³ (N/m)	Expansion Coeff., β _T · 10 ³ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v _f · 10 ³	v _g		σ _h	σ _g	μ _f · 10 ⁶	μ _g · 10 ⁶	k _f · 10 ³	k _g · 10 ³	Pr _f	Pr _g			
440	7.333	1.110	0.204	2039	4.36	2.46	162	14.30	682	31.7	1.04	1.12	45.1	—	440
450	9.349	1.123	0.208	2034	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	—	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	—	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	—	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	—	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.35	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1561	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0238	1429	5.68	5.67	91	19.7	546	70.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	78.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.81	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	158.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	168.1	1.778	0.0085	836	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	731	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	653	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3 ^c

^aAdapted from Reference 22.

^b1 bar = 10⁵ N/m².

^cCritical temperature.

BIODATA PENULIS



Mohammad Mirza Aminudin, lahir di Mojokerto pada tanggal 17 juni 1990, merupakan anak kedua dari dua bersaudara dari pasangan Bapak Moh Chuzaini dan Ibu Siti Karomah. Penulis memulai pendidikan formal di SDN Gedongan III. Kemudian penulis melanjutkan sekolah menengah pertama pada tahun 2002 di SMPN 7 Mojokerto. Pada Tahun 2005, penulis melanjutkan sekolah di MAN 1 SOOKO Mojokerto dan lulus pada tahun 2008.

Selepas itu, penulis merantau ke Bandung untuk menempuh studi di D2 Telkom PDC Bandung. Pada tahun 2010, penulis memutuskan untuk kembali melanjutkan studi jenjang D3 Mesin di FTI ITS setelah itu melanjutkan ke jenjang strata 1 di Teknik Mesin FTI ITS Surabaya sebagai tempat belajar berikutnya. Di Teknik Mesin ITS, penulis mengambil Konversi Energi sebagai bidang studi yang dipilih dalam pengerjaan Tugas Akhir. Hingga akhirnya penulis dinyatakan lulus setelah menjalani sidang Tugas Akhir pada 18 Januari 2016.

Penulis dapat dihubungi melalui email :

Mirza.aminudin@gmail.com